

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Vícestupňová řaditelná převodovka

Multistage Change Gearbox

Student: Bc. Jiří Plaček

Vedoucí diplomové práce: Ing. Oldřich Učeň, Ph. D.

Ostrava 2010

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání diplomové práce

Student:

Bc. Jiří Plaček

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace: 20 Výrobní stroje a zařízení

Téma:

Vícestupňová řaditelná převodovka

Multistage Change Gearbox

Zásady pro vypracování:

Navrhněte vícestupňovou řaditelnou převodovku pro model tanku Tiger v měřítku 1:6. Pro pohon modelu budou sloužit dvě převodovky (na každý pás jedna). Model bude poháněn spalovacím motorem o objemu $(20\div 50) \text{ cm}^3$, maximální výkon 3 kW, maximální otáčky 8000 min^{-1} . Převodovku navrhněte tak, aby maximální rychlost byla 40 km.h^{-1} a minimální rychlost 2 km.h^{-1} .

Vypracujte:

1. Technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného převodovky se všemi nezbytnými výpočty.
2. Konstrukční návrh vícestupňové řaditelné převodovky.
3. Pevnostní kontrolu důležitých uzlů.
4. Detailní výrobní výkres vybrané součásti.

Práce by měla být v rozsahu min. 40 stran textu. Výkresová dokumentace by měla být v rozsahu formátu 2 x A0.

Seznam doporučené odborné literatury:

ČSN 01 6910. *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.

KOPÁČEK, J. *Pohony a převody*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2000. 211 s. ISBN 80-7078-806-2.

MORAVEC, V. *Konstrukce strojů a zařízení II : čelní ozubená kola : teorie, výpočet, konstrukce, výroba, kontrola*. Ostrava: Montanex, 2001. 291 s. ISBN 80-7225-051-5.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Oldřich Učeň, Ph.D.**

Datum zadání: 10. 11. 2009

Datum odevzdání: 21. 5. 2010

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 20.5.2010

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Jiří Plaček

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Lipová 303

74716 Hatě

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Bc. PLAČEK J., *Vícestupňová řaditelná převodovka*. Ostrava: Katedra výrobních strojů a konstruování, Fakulta strojní VŠB–Technická univerzita Ostrava, 2010, s.55
Diplomová práce, vedoucí Ing. Oldřich Učeň Ph.D.

V první části diplomové práce se zabývám výběrem nejjednoduššího systému planetové převodovky. V druhé části návrhem převodovky pro model tanku v měřítku 1:6 s plynulým řazením pod zatížením s třemi stupni vpřed a jedním vzad. K pohybu vpřed slouží jednotlivé stupně s rozsahy rychlostí $(0\div 10) \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, $(10\div 20) \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a $(20\div 30) \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. Při návrhu jsem vycházel z co nejjednoduššího řešení se snahou o vytvoření převodovky s minimálními nároky pro zástavbu do modelu. Převodovka má pracovat v kombinaci se spalovacím motorem. Řízení jednotlivých stupňů bude realizováno pomocí brzdy na korunových kolech jednotlivých stupňů.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

Bc. PLAČEK J., *Multistage Change Gearbox*. Ostrava: Department of Production Machine Design, Faculty of mechanical Engineering VŠB – University of Ostrava, 2010, s.55. Master Thesis, head: Ing. Oldřich Učeň Ph.D.

In the first part of my thesis deals with the simplest choice of gearboxes. In the second part of the draft gear for the tank model in scale 1:6 with the smooth shifting under load, with three forward and one step backward. To move forward is by grade with the speed range $(0\div 10) \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, $(10\div 20) \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a $(20\div 30) \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. The When I assumed the proposal as the simplest solution is trying to create a gearbox with the minimum requirements for installation into the model. Gearbox is working in conjunction with an internal combustion engine. Management grades will be realized using the brakes to individual wheels crown degrees.

Obsah

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE.....	6
Seznam použitých symbolů:.....	9
1. Úvod	11
1.1 Systémy převodových skříní realizované ve funkčních modelech	12
1.1.1 Převodovky do rc modelů používaných v zahraničí:	13
1.1.2 Převodovka do Rc modelů používaná u nás.....	18
1.2 Převodové systémy z nichž jsem čerpal inspiraci pro vlastní návrh.....	20
1.2.1 Planetové převody používané v jízdních kolech:	20
1.2.2 Plynule řaditelné systémy:.....	22
2. Návrh převodovky	24
2.1 Konstrukční návrh jednotlivých stupňů převodovky	25
3. Výpočet.....	27
3.1 Návrh pohonné jednotky:.....	27
3.2 Předběžný návrh převodových poměrů:.....	28
3.2.1 Výpočet základních otáček pro výstup:	28
3.2.2 Potřebné otáčky řetězového kola pro dané rychlosti:.....	28
3.2.3 Výpočet potřebných převodových poměrů	30
3.2.4 Potřebné otáčky na hřídeli s převodovkou	30
4. Hodnoty zadané do programu MITCalc.....	31
4.1. Výstup z programu Mitcalc.....	31
4.2. Síly od kuželového ozubení zatěžující hřídele:.....	32
4.3. Kontrola hřídelů	33
4.3.1 Kontrola vstupní pastorkové hřídele:	33
4.3.2 Kontrola výstupní podložky-hřídel:	35
4.3.3 Kontrola výstupní hřídele:.....	37
5.Kontrola ložisek.....	39
5.1 Kontrola ložiska na výstupní hřídeli planetového převodu.....	39

5.2 Kontrola ložiska na výstupní hřídeli kuželového soukolí.....	40
5.3 Výpočet ložiska na satelitu.....	42
6. Technické podmínky pro provoz navržené převodovky:	45
6.1 Popis jednotlivých částí navržené převodovky	46
6.2 Mazací plán navržené planetové převodovky	50
6.3 Montážní plán:	51
7. Závěr.....	52
8. Seznam použitých zdrojů	53
8. Seznam použitých zdrojů	53
8.1.Literaaura	53
8.2.Internetové odkazy	53
9. Seznam příloh.....	55

Seznam použitých symbolů:

D_k	[mm]	Průměr řetězového kola
C	[1]	dynamická únosnost
C_o	[1]	statická únosnost
F_a	[N]	axiální síla
F_t	[N]	tečná síla
F_r	[N]	radiální síla
F_N	[N]	normálová síla
F_{Max}	[N]	maximální síla
H_{MIN}	[mm]	minimální výška oleje
K_p	[1]	požadovaná bezpečnost hřídele
Mk_M	[Nm]	kroutící moment motoru
Mk_v	[Nm]	kroutící moment na výstupní hřídeli planetového soukolí
Mk_h	[Nm]	kroutící moment na výstupní hřídeli
$Lm_{\check{c}}$	[mm]	činná délka pera
P_M	[kW]	výkon motoru
P_{dov}	[MPa]	dovolený tlak
P_v	[MPa]	výstupní výkon
P_p	[MPa]	dovolený tlak
P_r	[MPa]	dynamické ekvivalentní zatížení ložiska
R_a	[mm]	drsnot povrchu
Re	[MPa]	mez kluzu
Re	[mm]	osová vzdálenost kuželového převodu
Rm	[MPa]	mez pevnosti
Wk_1	[MPa]	průřezový modul v krutu
X	[1]	součinitel statického radiálního zatížení
Y	[1]	součinitel statického axiálního zatížení
b_1	[mm]	šířka ložiska
b_2	[mm]	tloušťka příruby
d_1	[mm]	průměr hřídele
d_2	[mm]	průměr hřídele
d_m	[mm]	průměr hřídele
i_c	[1]	celkový převodový poměr
i_1	[1]	převodový poměr prvního stupně převodu

i_2	[1]	převodový poměr druhého stupně převodu
i_3	[1]	převodový poměr třetího stupně převodu
i_R	[1]	Čelní modul
n_{mprac}	[s ⁻¹]	maximální otáčky motoru
n_{ods}	[s ⁻¹]	minimální otáčky záběru rozběhové spojky
n_m	[min ⁻¹]	otáčky motoru
n_v	[s ⁻¹]	výstupní otáčky
n_1	[s ⁻¹]	maximální otáčky prvního stupně
n_2	[s ⁻¹]	maximální otáčky druhého stupně
n_3	[s ⁻¹]	maximální otáčky třetího stupně
n_R	[s ⁻¹]	maximální otáčky reversu
n_{1h}	[s ⁻¹]	maximální otáčky prvního stupně na hřídeli
n_{2h}	[s ⁻¹]	maximální otáčky druhého stupně na hřídeli
n_{3h}	[s ⁻¹]	maximální otáčky třetího stupně na hřídeli
n_{Rh}	[s ⁻¹]	maximální otáčky reversu na hřídeli
m	[1]	modul ozubení
v_1	[m·s ⁻¹]	rychlost při prvním stupni
v_2	[m·s ⁻¹]	rychlost při druhém stupni
v_3	[m·s ⁻¹]	rychlost při třetím stupni
v_R	[m·s ⁻¹]	rychlost při reversu stupni
α_t	[°]	čelní úhel záběru
β_m	[°]	úhel sklonu zubu
ϖ_M	[rad·s ⁻¹]	úhlová rychlost motoru
η_C	[°]	účinnost převodu
τ	[MPa]	napětí v krutu
τ_{dov}	[MPa]	napětí v krutu dovolené

1. Úvod

Ve světě se v dnešní době vyrábí pouze převodovky vícestupňové, řaditelné pouze při zastavení modelu. Na začátku mé práce jsem uvedl několik typů převodovek, které se používají pro pohon modelů v zahraničí. Některé jsou velmi povedené jak z hlediska konstrukčního tak funkčního, ale svou realizací mne neoslovily. Mým prvotním nápadem proto bylo vyrobit co nejmenší převodovku, která přenesese dostatečný výkon pro pohon modelu tanku Tiger a bude moci řazení i za pohybu. Jednoduché a dle mého názoru ideální řešení je použití planetové převodovky, protože je možné dosáhnout velkých převodových poměrů s dosti velkou účinností a malým zastavěným prostorem uvnitř modelu. K prvotní inspiraci mi sloužily například převodovky používané v jízdních kolech a další systémy uvedené v rešerši mé práce.

Historická data o tanku Tiger

Tiger se stal bezesporu nejslavnějším německým tankem druhé světové války a jedním z nejslavnějších tanků historie vůbec. Jeho jméno zaznělo snad v každém válečném filmu a stalo se symbolem německé tankové techniky. A to všechno přesto, že jich bylo, ve srovnání s jinými stroji, vyrobeno jen velmi malé množství.



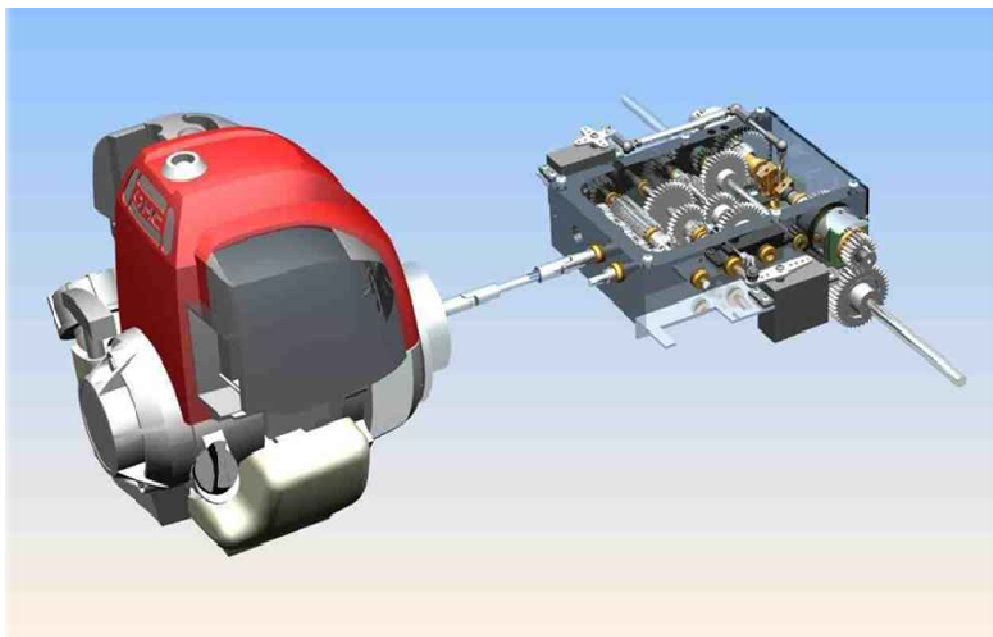
Obr.1 Tank Tiger na západní frontě

Hmotnost:	56,9 t
délka:	8,45 m
šířka:	3,70 m
výška:	3,00 m
motor:	Maybach HL210 P45 (HL230 P45)
výkon motoru:	650 hp (700 hp)
max. rychlost:	45,5 km/h
zásoba PHM:	534 l
spotřeba paliva - silnice:	535 l / 100 km
spotřeba paliva - terén:	935 l / 100 km
pancéřování trupu:	
- čelo:	100 mm
- boky:	80 mm
- zád':	80 mm
pancéřování věže:	
- čelo:	100 mm
- boky:	80 mm
- zád':	80 mm
posádka:	5 mužů
výzbroj:	kanon KwK 36 ráže 88 mm 2 x kulomet MG 34 ráže 7,92 mm

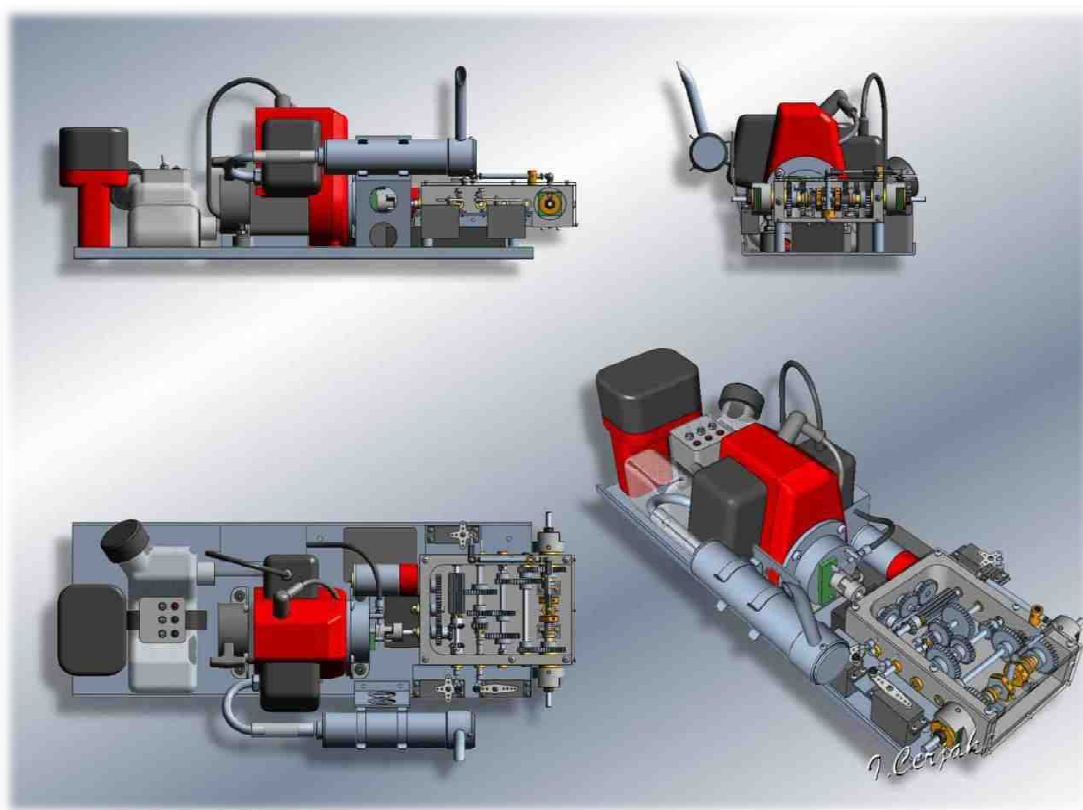
Zvláštností u prototypu tohoto tanku bylo použití, pro konstruktéra profesora Porscheho typického, kombinovaného benzín-elektrického pohonu. Při užití tohoto druhu pohonu nepoháněl spalovací motor přímo hnanou nápravu ale pouze elektrický generátor. Ten potom dodával energii elektromotoru jež teprve poháněl nápravu. Výhodou tohoto složitého řešení byla o poznání větší plynulost jízdy. Řízení těžkých pásových vozidel, obzvláště v náročném terénu, nebylo vůbec snadnou záležitostí a tento systém pohonu jej měl usnadnit. V praxi však byla tato výhoda převážena nešvary kombinovaného pohonu, zejména zvýšenou poruchovostí a velkými ztrátami energie.

1.1 Systémy převodových skříní realizované ve funkčních modelech

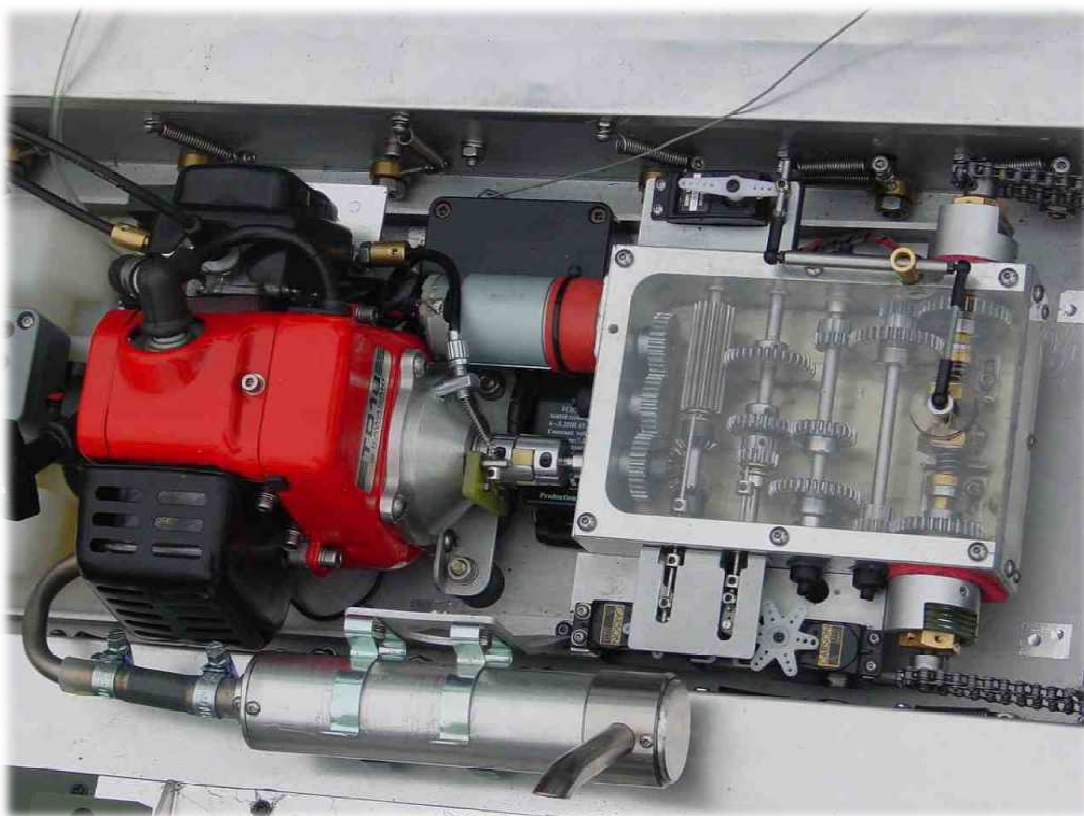
Pohon u Rc řízených tanků je realizován pomocí spalovacích nebo elektrických motorů. Vzhledem k tomu, že má diplomová práce se má zabývat návrhem převodovky pro pohon tanku právě spalovacím motorem, uvedl jsem pár příkladů a konstrukcí převodovek běžně montovaných u nás a ve světě.

1.1.1 Převodovky do rc modelů používaných v zahraničí:

Obr. 2 3D model benzínového motoru s převodovkou výrobce Ilja Cerjak



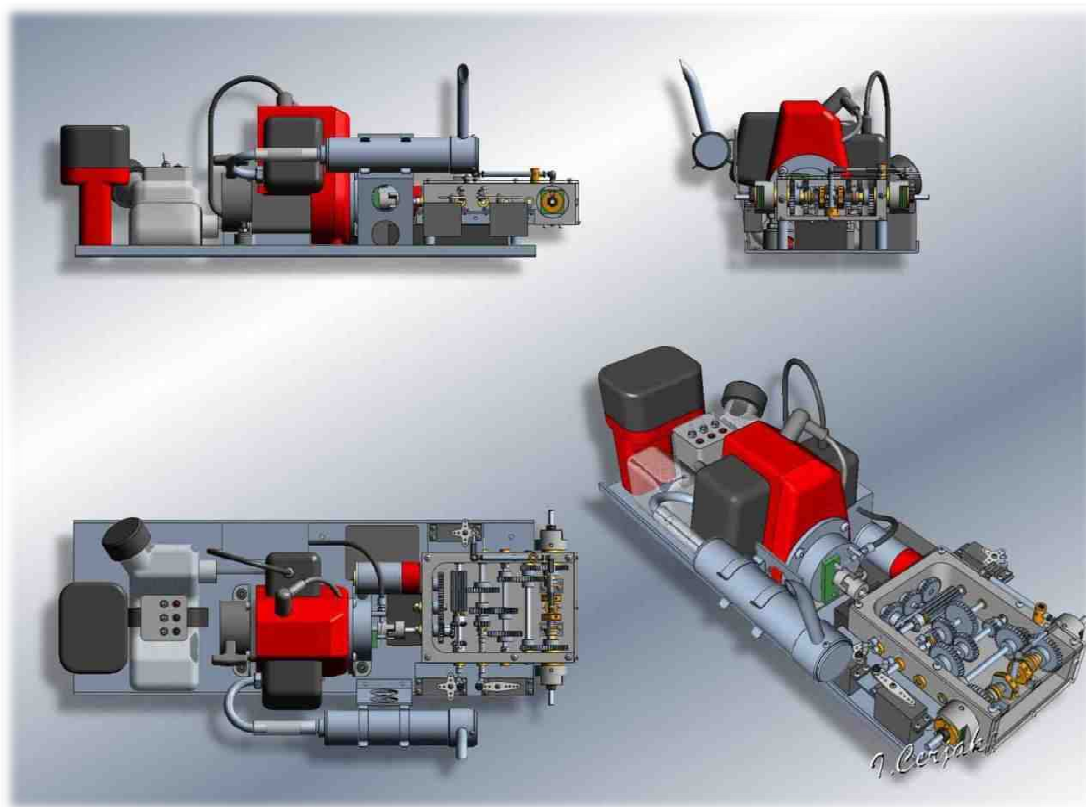
Obr. 3 3D model zástavby motoru s převodovkou výrobce Ilja Cerjak



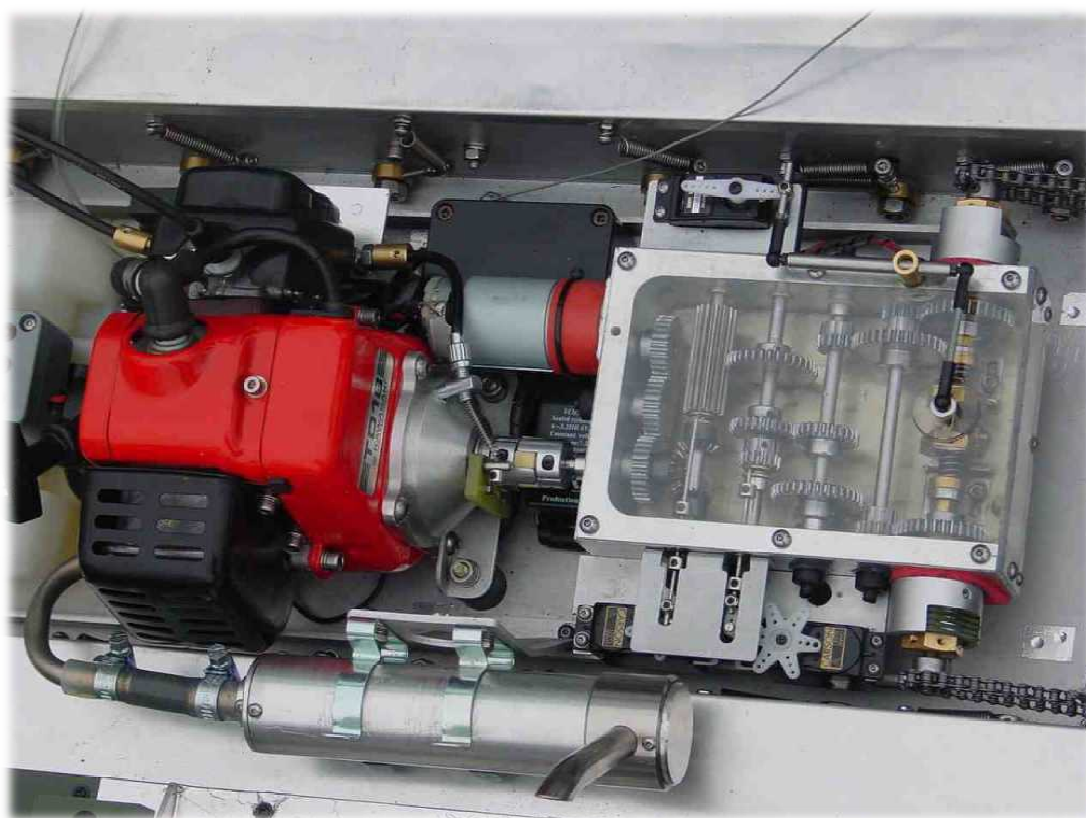
Obr. 4 Skutečná zástavba benzínového motoru s převodovkou výrobce Ilja Cerjak

Na uvedených obrázcích vidíme třístupňovou řaditelnou převodovku. Ovládání pohybů modelu Rc tanku je realizováno pomocí třecích spojek. Vypnutím či zapnutím jedné nich se tank otáčí. V poloze kdy jsou obě spojky sepnuty vozidlo jede přímo. Samotná převodovka je dále vybavena startérem motoru. Řazení jednotlivých převodových stupňů a ovládání pohonu pásu je realizováno pomocí servomotorů (dále jen "servo"). První servo ovládá řazení zpětného chodu. Druhé servo, které je nastavené na tři jednotlivé polohy, zajišťuje řazení prvního, až třetího převodového stupně. Třetí servo slouží k rozpojení třecí spojky levého nebo pravého pásu. Motor je s převodovkou spojen pevnou spojkou tlumícími segmenty.

Další typy vyráběné firmou Cerjak.



Obr. 5 3D model zástavby motoru s převodovkou výrobce Ilja Cerjak

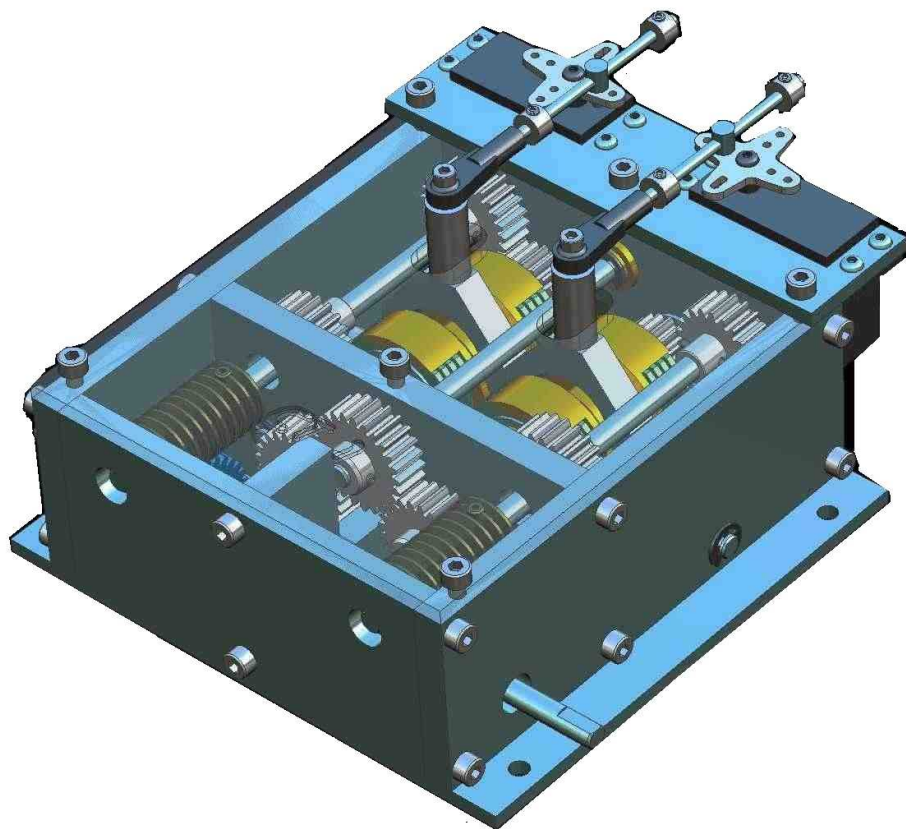


Obr. 6 Skutečná zástavba benzínového motoru s převodovkou výrobce Ilja Cerjak

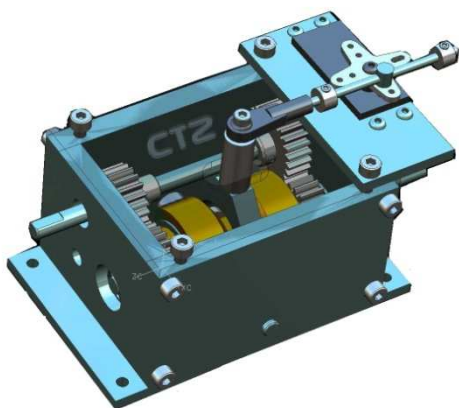
Na výše uvedených obrázcích 5 a 6 vidíme třístupňovou řaditelnou převodovku s třecími spojkami pásu integrovanými přímo na rámu převodovky. Ta je mimo jiné vybavená startérem. Řazení jednotlivých převodových stupňů a rozpojování pohonu pásu je realizováno pomocí tří serv. První servo pohybuje s kuželovými koly, které poskytují řazení dopředného a zpětného chodu. Druhé servo, nastavené na tři jednotlivé polohy, zajišťuje řazení prvního, až třetího převodového stupně. Třetí servo slouží k rozpojení levého nebo pravého pásu. Odpojením jednoho či druhého pásu se vozidlo otáčí. Pohonný motor je vybaven rozběhovou spojkou, která zabírá při určitých otáčkách.

Firma Ilja Cerjak je podle mého názoru průkopnická společnost, zabývající se vývojem a konstrukcí převodovek používající se pro pohon modelů bojové techniky. Proto jsem zvolil při úvahách a rozborech své práce především převodovky této firmy.

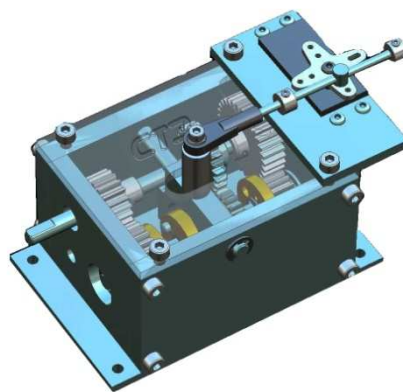
Další typy firmy Cerjak.



Obr. 7 Jednostupňová převodovka s lamelovými spojkami a šnekovým koncovým převodem



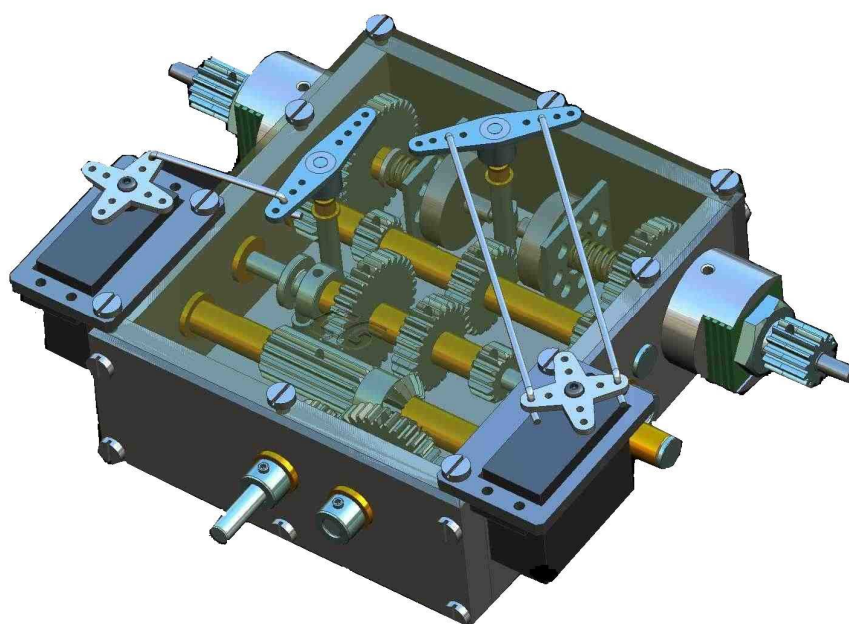
Obr. 8



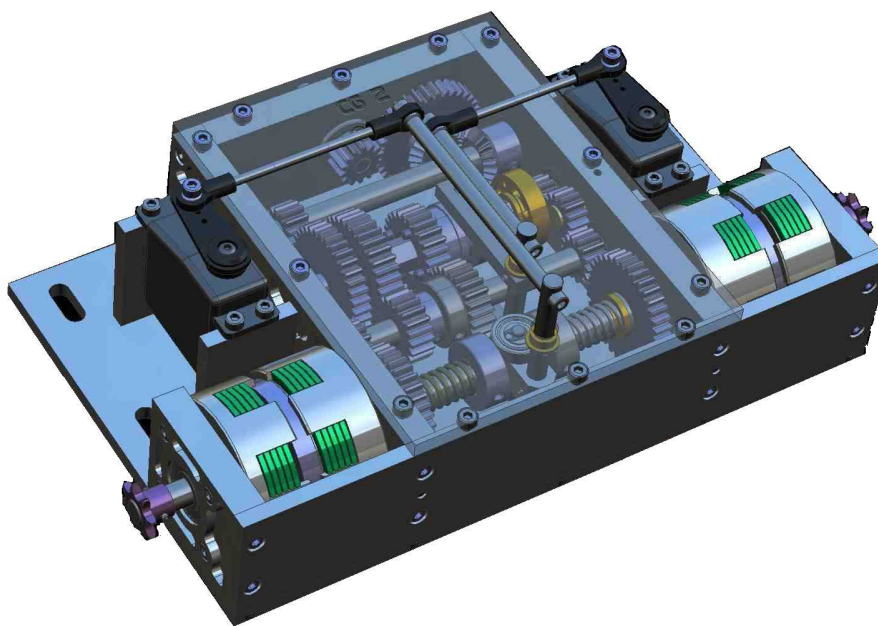
Obr. 9

Na obrázku 8 vidíme jednoduchou převodovku, která má za úkol změnu směru otáčení. Řazení se provádí spojením a rozpojením miniaturní třecí spojky Obr.8 nebo zasunutí kolíků do příslušného ozubeného kola Obr.9.

Obě výše zmíněné převodovky viz Obr. 8, Obr. 9 jsou většinou předřazeny převodovce na obrázku 7, 10, 11 pro zlepšení jízdních vlastností vozidla v němž bude převodové ústrojí umístěno.

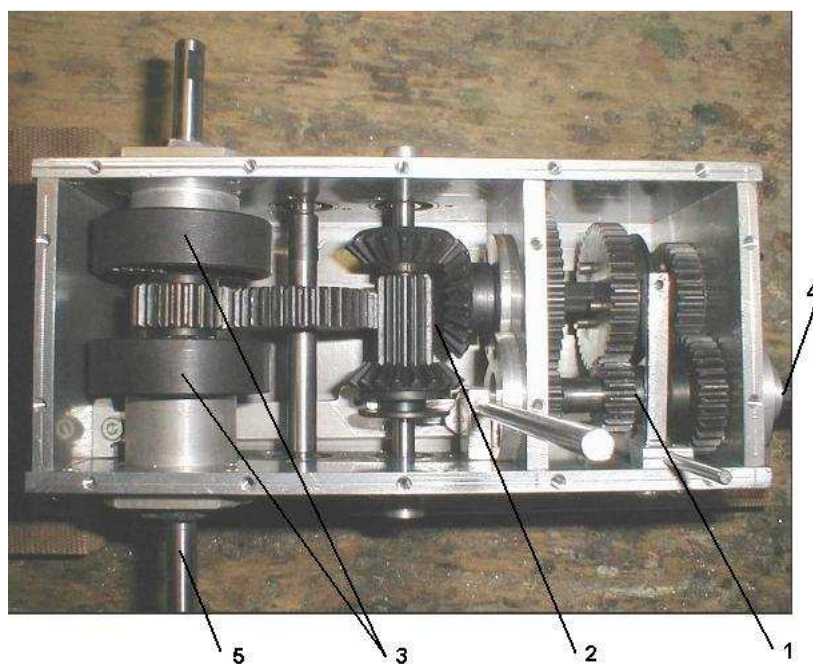


Obr. 10 Dvoustupňová převodovka s brzdícími spojkami na výstupu

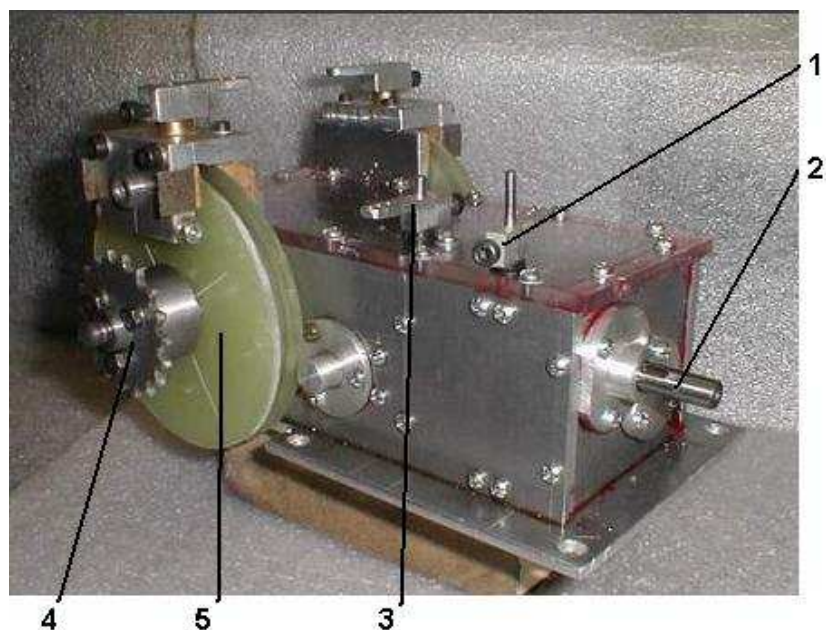


Obr. 11 Třístupňová převodovka s brzdícími spojkami na výstupu plně vybavená kuličkovými ložisky.

1.1.2 Převodovka do Rc modelů používaná u nás



Obr. 12 Tří rychlostní převodová skříň se zpětným chodem v olejové lázni pro RC tank v měřítku 1:10 – 1:7 1 – první až třetí rychlostní stupeň, 2 – reverzace převodovky, 3 – Planetové diferenciály, 4 – vstupní hřídel, 5 – výstupní hřídel



Obr. 13 Kompletní tří rychlostní převodová skříň

1 – řazení rychlostních stupňů, 2 – Vstupní hřídel, 3 – Řazení reverzu,

4 – řetězové kolo pro náhon hnacího kola modelu, 5 – Kotouč brzdného mechanismu

Parametry uvedené převodovky:

- použitý motor: doporučený motor HONDA 31ccm 4takt-benzin spojený s hnací hřídelí odstředivou spojkou dimenzovanou pro daný výkon motoru
- tři stupně pro jízdu v před a jeden pro jízdu vzad
- řízení modelu pomocí kotoučových brzd
- materiál rám – dural, ozubení - ocel 14 220 kalena cementována
- rozměry: délka 190mm, šířka:125mm, výška:125mm, hmotnost:2,5kg
- pořizovací cena 16 000 Kč
- vyrábí a prodává p. František Lamka

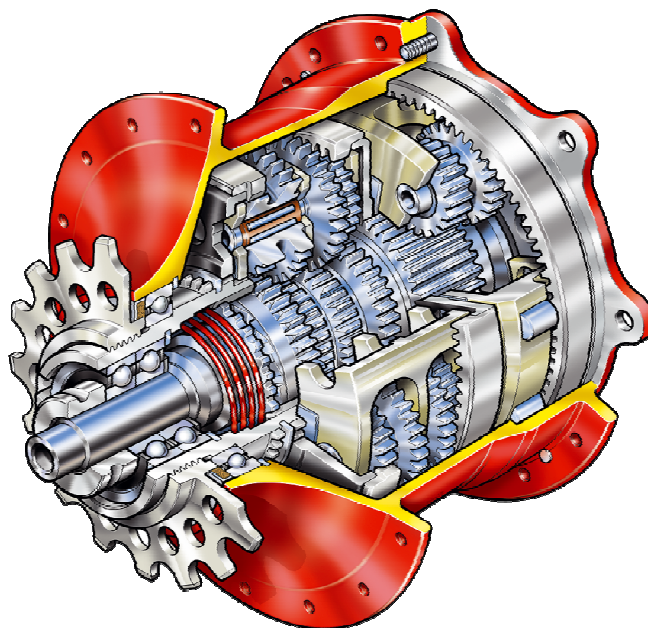
Všechny mnou uvedené převodovky ať už vyráběné zahraničními firmami nebo p. Lamkou mají obrovskou nevýhodu, že během řazení jednotlivých stupňů model nutno zcela zastavit. Jízda takovým modelem pak ztrácí na své realitě, mým úkolem a přáním je tento problém odstranit a pokusit se navrhnout převodovku v přijatelných rozměrech s možností řazení během jízdy.

1.2 Převodové systémy z nichž jsem čerpal inspiraci pro vlastní návrh

V následující kapitole uvedu několik systémů, které mě nějakým způsobem inspirovaly k v mé práci.

1.2.1 Planetové převody používané v jízdních kolech:

Inspiraci svého návrhu jsem čerpal ze skupiny převodovek používaných v jízdních kolech. V posledních letech se rozmohla, dokonalejší výroba ozubených kol a veškerých užívaných materiálů, miniaturizace s velkou zatížitelností užívaných strojních prvků. Firma Rollhoff vyrábí od roku 1999 centrální středy kola s integrovanou čtrnáctistupňovou převodovkou pro dokonalé odstupňování přechodů mezi jednotlivými rychlostními stupni. Jednou z hlavních myšlenek této firmy bylo vytvořit převodovku, která bude schopna řadit jak za klidu tak za maximálního zatížení s naprostou lehkostí. Tato konstrukce je ideální pro použití do RC modelu. Základní pořizovací cena převodovky je 20 tis. Kč. Proto jsem během návrhu vlastní převodovky vycházel s konstrukce převodovek fa. Rollhoff viz Obr.14.



Obr. 14 Čtrnáctistupňová převodovka firmy Rollhoff

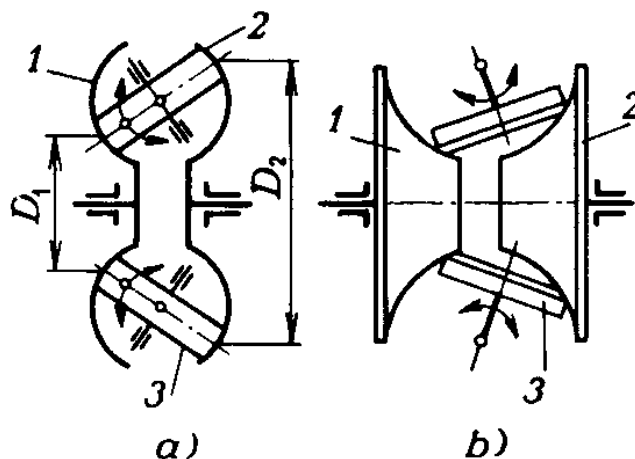
Další významnou firmou zabývající se výrobou a návrhem planetových převodovek pro jízdní kola je firma Sturmey-Archer jedná se o nizozemskou firmu, která vyrábí své převodovky od roku 1902. Tato společnost vyvinula jako první na světě tak miniaturní planetovou převodovku, která se postupem času moc nezměnila, ale svoji úlohu plní dodnes. V dnešní době je vylepšena a zdokonalena např. přidáním bubnové brzdy viz Obr.15.



Obr. 15 Sedmistupňová převodovka firmy Sturmey-Archer s integrovanou bubnovou
brzdou

1.2.2 Plynule řaditelné systémy:

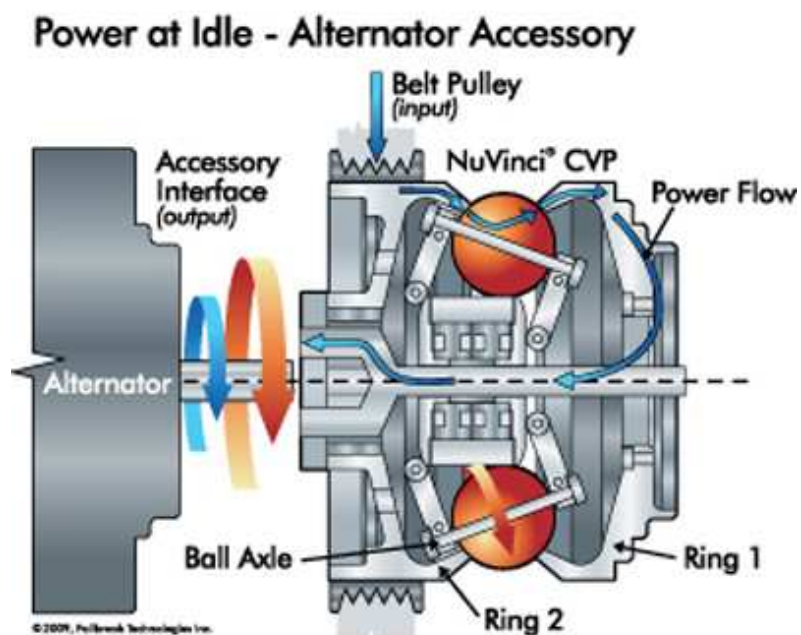
Další systém, který mi poskytl inspiraci vychází z plynule měnitelného převodu toroidního typu. Jedná se o specifický druh variátorového převodu.



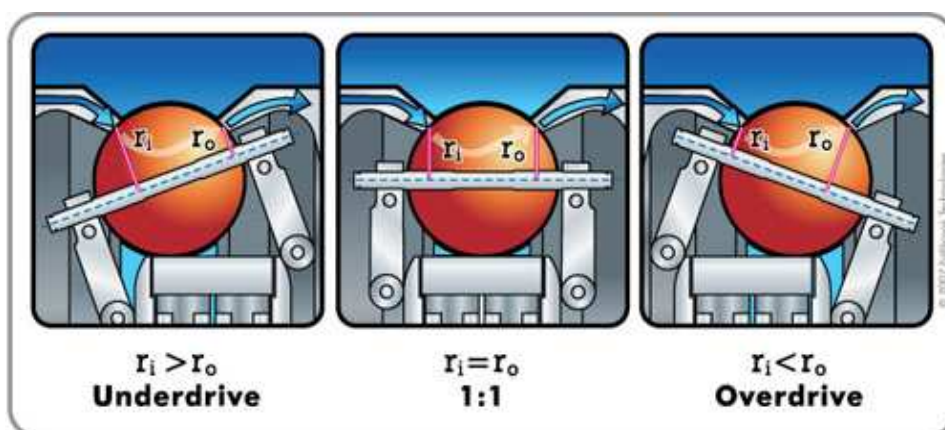
Obr. 16 Plynule měnitelný převod toroidního typu

- a) převod s třecími koly a kruhovými plochami
- b) převod s třecími koly a výkyvnými kotouči

Nuvinci jedná se o nový systém převodového ústrojí založený na principu výše uvedeného toroidního převodovky. Převodovka se skládá ze dvou kotoučů v nichž se pohybují vodící tyče kulových tělísek, tvořící základní nosné prvky tohoto systému. Excentrickým vytočením kulových tělísek dochází k přenosu momentu na různých průměrech koule a tím k různým otáčkám jak je vidět na obrázcích 17 a 18.



Obr. 17 Převodový systém Nuvinci - zobrazení přenosu kroutícího momentu.



Obr. 18 Převodový systém Nuvinci - převod

2. Návrh převodovky

Při návrhu mé převodovky jsem měl pracovat na několika hlavních variantách jak sestavit co nejjednodušší převodovku, která bude moci řadit pod zatížením, tj. při pohybu modelu. Tyto požadavky v sobě skýtají několik problémů. U klasické převodovky se pro řazení a rozjezd používá spojky a synchronizačních kroužků pro vyrovnaní obvodových rychlostí jednotlivých ozubených kol daného převodového stupně. Mnou navržená převodovka je planetová, čili všechna ozubená kola jsou ve stálém záběru. Tímto jsem docílil eliminaci samotné synchronizace. K zařazení jednotlivých stupňů používám jednoduchý systém brzdění korunových kol.

Hlavní požadavky na navrženou převodovku

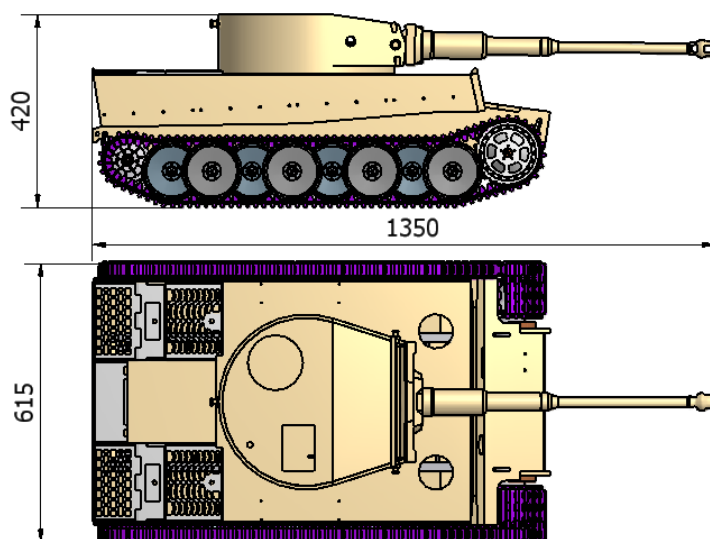
Rozměry stavěného modelu:

délka: 1350 mm

výška: 420 mm

šířka: 615 mm

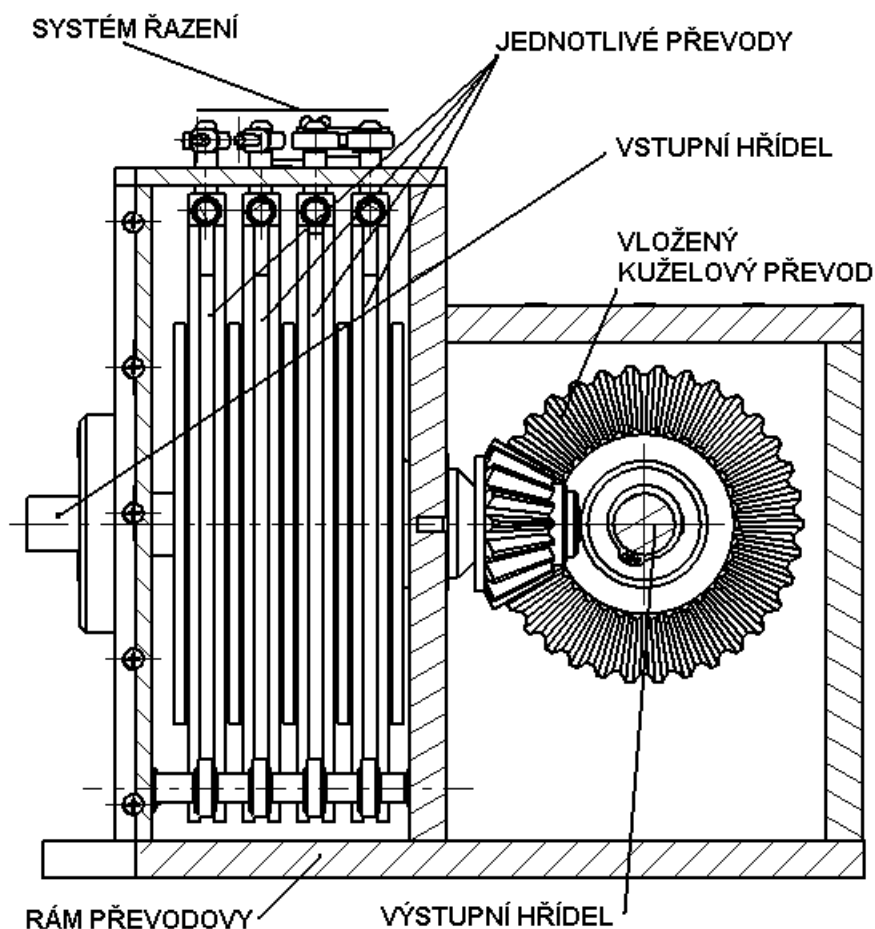
předpokládaná hmotnost: 70 kg



Obr. 19 rozměrový model tanku Tiger

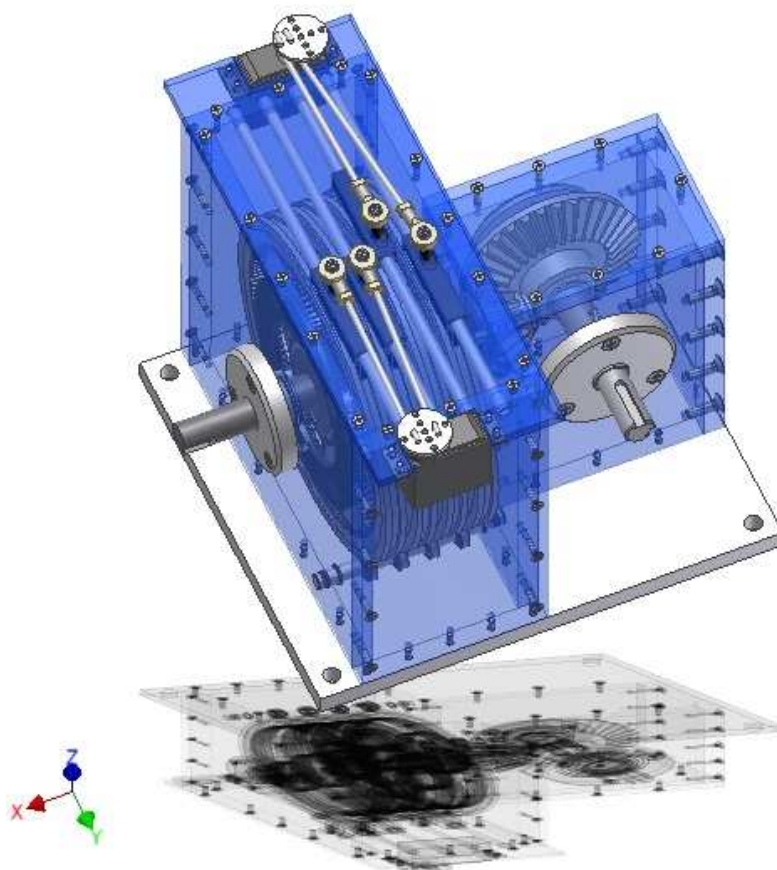
Požadavky na navrhovanou převodovku:

- možnost řazení rychlostních stupňů během jízdy modelu
- možnost spuštění směru otáčení pásu tanku proti sobě
- snadná konstrukce
- dostatečný výkon
- nízké pořizovací náklady
- snadná údržba a obsluha

2.1 Konstrukční návrh jednotlivých stupňů převodovky

Obr.20. Převodovka TIGER PLANET

V tomto bodu práce jsem se zaměřil zejména na uspořádání jednotlivých stupňů do sledu v jakém budou naskládány ve skříni převodovky viz Obr.20. Mým cílem byla jednoduchost stavby a manipulace s jednotlivými díly tak aby byla snadno a rychle smontovatelná s co nejnižšími náklady na výrobu a technickou vybavenost modeláře, který bude mít možnost si převodovku složit jako stavebnici.



Obr.21. Převodovka TIGER PLANET

Na obrázku 20 a 21 vidíme pohled na navrženou převodovku. Jednotlivé převodové stupně jsou uspořádány zleva třetí stupeň, druhý stupeň, zpětný chod a z prvního stupně je výstup na kuželové soukolí.

3. Výpočet

Základní parametry převodovky jsem vypočítal klasickými metodami. Návrhy jednotlivých stupňů převodovky a kontrolní výpočty ozubení za pomoci programu MITcalc, výsledky výpočtů pro svůj rozsah uvedu až v přílohách diplomové práce.

3.1 Návrh pohonné jednotky:

Jako pohonná jednotka modelu byl zvolen spalovací motor o objemu (20÷30) cm³, maximální výkon 3kW.

Parametry motoru:

výkon: $P_M = 3 \text{ kW}$

pracovní otáčky: $n_{Mprac} = 8000 \text{ min}^{-1}$

otáčky odstředivé spojky: $n_{ods} = 1200 \text{ min}^{-1}$

Kroutící moment motoru:

$$M_{KM} = \frac{P_M}{\omega_M} = \frac{P_M}{2 \cdot \pi \cdot n_M} = \frac{3000}{2 \cdot \pi \cdot 133,3} = 3,58 \text{ Nm} \quad (1)$$

Kde M_{KM} ...kroutící moment motoru [Nm]

P_M ... výkon motoru [W]

n_M ... otáčky motoru [s⁻¹]

ω_M ...úhlová rychlost [rad·s⁻¹]

3.2 Předběžný návrh převodových poměrů:

Volím pracovní otáčky motoru v rozsahu $n_M = 1200 \text{ až } 8000 \text{ min}^{-1}$

3.2.1 Výpočet základních otáček pro výstup:

průměr řetězového kola: $D_{\dot{R}} = 147,7 \text{ mm} = 0,1477 \text{ m}$

Volím rychlosti modelu v max. předpokládaných pracovních otáčkách $n_m = 8000 \text{ min}^{-1}$

Volím rychlosti jednotlivých stupňů:

první stupeň: $v_1 = 10 \text{ km} \cdot \text{hod}^{-1} = 2,77 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

druhý stupeň: $v_2 = 20 \text{ km} \cdot \text{hod}^{-1} = 5,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

třetí stupeň: $v_3 = 30 \text{ km} \cdot \text{hod}^{-1} = 8,33 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

reverz: $v_r = 10 \text{ km} \cdot \text{hod}^{-1} = 2,77 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Po dohodě s vedoucím diplomové práce a potencionálním výrobcem jsem snížil maximální rychlost modelu na $30 \text{ km} \cdot \text{hod}^{-1}$. Tato úprava rychlosti je přizpůsobena maketovému pohybu modelu. Přední modeláři zabývající se konstrukcí modelů tanků a vozidel bojové techniky zmenšují modely samy o sobě, ale také přizpůsobují pojezdovou rychlost aby celkový dojem z modelu byl co nejrealističtější.

3.2.2 Potřebné otáčky řetězového kola pro dané rychlosti:

první stupeň:

$$n_1 = \frac{v_1}{\pi \cdot D_{\dot{R}}} = \frac{2,77}{\pi \cdot 0,1477} = 5,97 \text{ ot} \cdot \text{s}^{-1} = 358 \text{ min}^{-1} \quad (2)$$

Kde n_1 ...otáčky prvního stupně [min^{-1}]

v_1 ... rychlost prvního stupně [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

$D_{\dot{R}}$... průměr řetězového kola [mm]

druhý stupeň:

$$n_2 = \frac{v_2}{\pi \cdot D_{\dot{R}}} = \frac{5,5}{\pi \cdot 0,1477} = 11,969 \text{ ot} \cdot \text{s}^{-1} = 718,14 \text{ min}^{-1} \quad (3)$$

Kde n_2 ...otáčky druhého stupně [min^{-1}]

v_2 ... rychlost druhého stupně [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

třetí stupeň:

$$n_3 = \frac{v_3}{\pi \cdot D_{\dot{R}}} = \frac{8,33}{\pi \cdot 0,1477} = 17,961 \text{ ot} \cdot \text{s}^{-1} = 1077 \text{ min}^{-1} \quad (4)$$

Kde n_3 ...otáčky třetího stupně [min^{-1}]

v_3 ... rychlost třetího stupně [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

reverz:

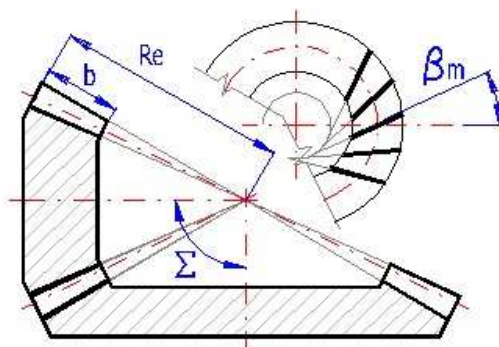
$$n_R = \frac{v_R}{\pi \cdot D_{\dot{R}}} = \frac{2,77}{\pi \cdot 0,1477} = 5,97 \text{ ot} \cdot \text{s}^{-1} = 358 \text{ min}^{-1} \quad (5)$$

Kde n_R ...otáčky reverzu [min^{-1}]

v_R ... rychlost reverzu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

3.2.3 Výpočet potřebných převodových poměrů

Jelikož pro zmenšení rozměrů převodovky je nutné zvýšení otáček při kterých bude převodovka pracovat volím tedy přidavný kuželový převod na výstupu s převodovým poměrem $i_k = 2$ [1]



Obr.22 Kuželový převod

3.2.4 Potřebné otáčky na hřídeli s převodovkou

$$\text{první stupeň: } n_{1h} = n_1 \cdot i_k = 358 \cdot 2 = 716 \text{ min}^{-1} \quad (6)$$

$$\text{druhý stupeň: } n_{2h} = n_2 \cdot i_k = 718 \cdot 2 = 1436 \text{ min}^{-1} \quad (7)$$

$$\text{třetí stupeň: } n_{3h} = n_3 \cdot i_k = 1077 \cdot 2 = 2154 \text{ min}^{-1} \quad (8)$$

$$\text{reverz: } n_R = n_R \cdot i_k = 358 \cdot 2 = 716 \text{ min}^{-1} \quad (9)$$

4. Hodnoty zadané do programu MITCalc

Pro výpočet planetového ozubení jsem zvolil zkušební verzi programu mitcalc. Jedná se o program jenž funguje v rozhraní programu Microsoft Excel. Uživatel je schopen podle harmonogramu navrhnout kompletní návrh ozubení i s pevnostními výpočty a kontrolou celého ozubení, které provede samotný program Mitcalc.

Hodnoty stejné pro všechny stupně:

výkon:	$P_M = 3 \text{ kW}$
typ převodu:	<i>centrální kolo – unášec</i>
označení materiálu: dle normy	ČSN
typ zatížení převodovky od hnacího stroje	B...malá nerovnoměrnost
typ zatížení převodovky od poháněného stroje	B...malá nerovnoměrnost
typ uložení soukolí	oboustranně nesymetrické uložení
Požadovaná životnost	1000 hod

Veškeré návrhy a následné výpočty planetového převodu byly realizovány v programu Mitcalc . Kompletní výsledky z tohoto programu jsou umístěny v přílohách A, B, C.

4.1. Výstup z programu Mitcalc

Výsledné hodnoty z programu Mitcalc jsou mírně odlišné od požadovaných a to v důsledku přepočítání skutečných rozměrů a převodových poměrů.

Výstupní hodnoty prvního stupně planetového převodu

$$n_1 = 784,31 \text{ min}^{-1}$$

$$M_k = 36,53 \text{ Nm}$$

Výstupní hodnoty druhého stupně planetového převodu

$$n_1 = 1476,19 \text{ min}^{-1}$$

$$M_k = 19,41 \text{ Nm}$$

Výstupní hodnoty třetího stupně planetového převodu

$$n_1 = 2107,53 \text{ min}^{-1}$$

$$M_k = 13,59 \text{ Nm}$$

Výstupní hodnoty reverzu planetového převodu

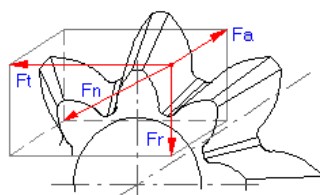
$$n_1 = 932,4 \text{ min}^{-1}$$

$$M_k = 30,71 \text{ Nm}$$

4.2. Síly od kuželového ozubení zatěžující hřídele:

- velikost sil zatěžující hřídele byl převzat s výpočtu v programu Inventor Design Akcelerator.

	Pastorek	Kolo
Obvodová síla	F_t 2353,386 N	
Normální síla	F_n 2504,421 N	
Radiální síla (směr 1)	F_r 766,133 N	383,066 N
Osová síla (směr 1)	F_a 383,066 N	766,133 N
Obvodová rychlost	v 1,275 m/s	

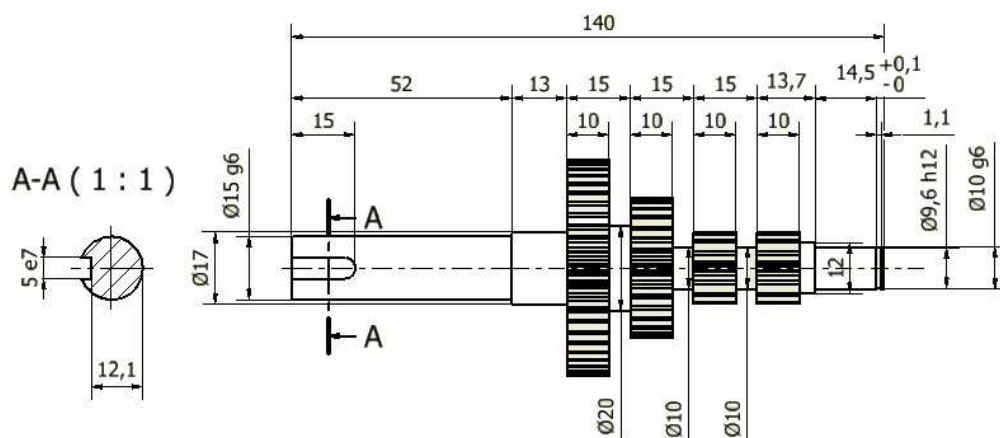


Obr. 23 Rozložení sil na kuželových kolech

4.3. Kontrola hřídelů

Hřídele byly navrženy v programu Inventor Design Akcelerator. Výsledky navržených hřídelů je uveden v příloze D,E,F.

4.3.1 Kontrola vstupní pastorkové hřídele:



Obr.24 Rozměrový náčrt vstupní pastorkové hřídele.

Výpočet minimálního průměru hřídele:

- požadovaná bezpečnost hřídele $K_p = 1,7$
- ve výpočtu budu vycházet s maximálního krouticího momentu
- Volím materiál hřídele **14 220** $Re = 590 \text{ MPa}$ zvoleno dle [1] str. 54

Otáčky hřídele: $n_1 = 8000 \text{ min}^{-1}$

Kroutící moment na hřídeli: $M_{kM} = 3,58 \text{ Nm}$

$$\tau_{dov} = \frac{0,577 \cdot Re}{K_p} = \frac{0,577 \cdot 590}{1,7} = 200,25 \text{ MPa} \quad (10)$$

Kde τ_{dov} ...dovolené napětí v krutu [MPa]

Re ... mez kluzu [MPa]

K_p ... průměr řetězového kola [1]

$$\tau = \frac{Mk_M}{Wk_1} \leq \tau_{dov} \Rightarrow Wk_1 = \frac{Mk_M}{\tau_{dov}} = \frac{3,58 \cdot 1000}{200,25} = 17,87 \text{ mm}^3 \quad (11)$$

Kde Mk_M ...kroutící moment na motoru [Nm]

τ ... napětí v krutu [MPa]

Wk_1 ... modul průřezu [mm³]

$$Wk_1 = \frac{\pi \cdot d_{1min}^3}{16} \Rightarrow d_{1min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot Wk_1}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 17,87}{\pi}} = 4,49 \text{ mm} \quad (12)$$

Kde d_{1min} ...minimální průměr hřídele [mm]

Wk_1 ... modul průřezu [mm³]

Minimální průměr navržené hřídele je 10mm. Kontrola vyhovuje.

Kontrola navrženého pera: PERO 5x5x12 ČSN 022562

Základní parametry:

Průměr hřídele: **dm = 15 mm**

Pero: **5x5x12 (t = 2,9, t₁ = 2,1)**

Činná délka pera: **L_{mč} = 7 mm**

Materiál pera: ocel **11 600** MPa R_m = 590 MPa, dovolený tlak P_{dov} = 120 MPa

Rozměry pera viz. [1] str. 467

Materiál viz. [1] str. 54

$$P_p = \frac{Mk_M / d_2 / 2}{t_1 \cdot L_{M\check{c}}} = \frac{3,58 \cdot 1000 / 15 / 2}{2,1 \cdot 7} = 32,47 \text{ MPa} \leq P_{dov} \quad \text{pevnostní kontrola vyhovuje} \quad (13)$$

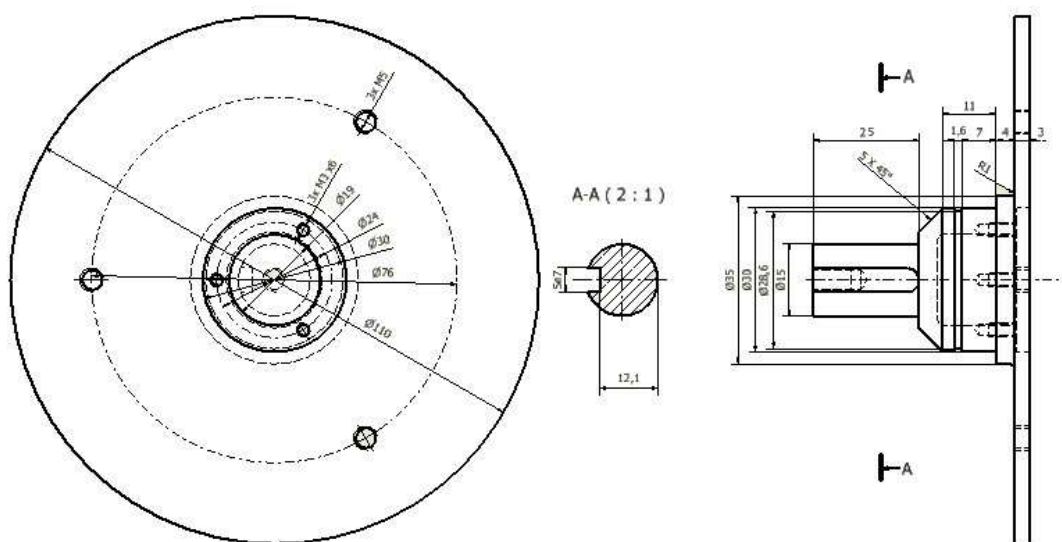
Kde M_{kM} ...krouticí moment na motoru [Nm]

t_1 ... hloubka drážky v hřídeli [mm]

d_2 ... průměr hřídele [mm]

$L_{M\check{c}}$... užitečná délka pera [mm]

4.3.2 Kontrola výstupní podložky-hřídel:



Obr.25 Rozměrový náčrt výstupní podložky s hřídelí.

Výpočet minimálního průměru hřídele:

- požadovaná bezpečnost hřídele $K_p = 1,7$
- ve výpočtu budu vycházet s maximálního krouticího momentu
- Volím materiál hřídele **11500 Re = 245 MPa** zvoleno dle [1] str. 54

Otáčky hřídele: $n_1 = 784,31 \text{ min}^{-1}$

Krouticí moment na hřídeli: $M_{k_v} = 36,53 \text{ Nm}$

$$\tau_{dov} = \frac{0,577 \cdot Re}{K_p} = \frac{0,577 \cdot 245}{1,7} = 83,15 \text{ MPa} \quad (14)$$

$$\tau = \frac{Mk_v}{Wk_1} \leq \tau_{dov} \Rightarrow Wk_1 = \frac{Mk_v}{\tau_{dov}} = \frac{36,53 \cdot 1000}{83,15} = 439,32 \text{ mm}^3 \quad (15)$$

Kde Mk_v ...kroutící moment na hřídeli [Nm]

$$Wk_1 = \frac{\pi \cdot d_{1min}^3}{16} \Rightarrow d_{1min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot Wk_1}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 439,32}{\pi}} = 13,08 \text{ mm} \quad (16)$$

Minimální průměr navržené hřídele je 15mm. Kontrola vyhovuje.

Kontrola navrženého pera: PERO 5e7x5x25 ČSN 022562

Základní parametry:

Průměr hřídele: **dm = 15mm**

Pero: **5x5x25 (t = 2,9, t₁ = 2,1)**

Činná délka pera: **L_{mč} = 20 mm**

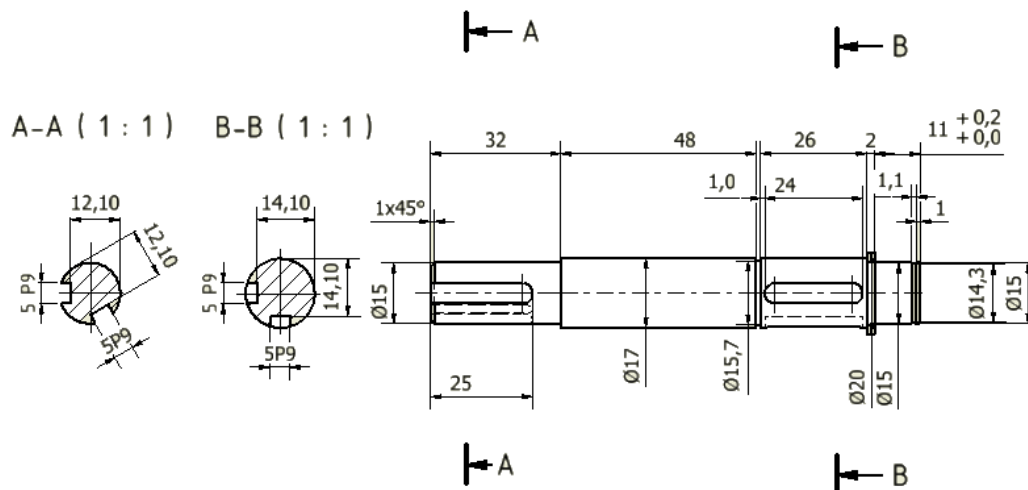
Materiál pera: ocel **11 600** MPa R_m = 590 MPa, dovolený tlak P_{dov} = 120 MPa

Rozměry pera viz. [1] str. 467

Materiál viz [1] str. 54

$$P_p = \frac{Mk_v / d_2 / 2}{t_1 \cdot L_{Mč}} = \frac{36,53 \cdot 1000 / 15 / 2}{2,1 \cdot 20} = 115,96 \text{ MPa} \leq P_{dov} \quad \text{pevnostní kontrola vyhovuje} \quad (17)$$

4.3.3 Kontrola výstupní hřídele:



Obr.26 Rozměrový náčrt výstupní hřídele.

Výpočet minimálního průměru hřídele:

- požadovaná bezpečnost hřídele $K_p = 1,7$
- ve výpočtu budu vycházet s maximálního krouticího momentu
- Volím materiál hřídele **14 220** $R_e = 590 \text{ MPa}$ zvoleno dle [1] str. 54

Otáčky hřídele: $n_1 = 374,15 \text{ min}^{-1}$

Krouticí moment na hřídeli: $M_{k_h} = 78,422 \text{ Nm}$

$$\tau_{dov} = \frac{0,577 \cdot R_e}{K_p} = \frac{0,577 \cdot 590}{1,7} = 200,25 \text{ MPa} \quad (18)$$

$$\tau = \frac{M_{k_h}}{W_{k_1}} \leq \tau_{dov} \Rightarrow W_{k_1} = \frac{M_{k_h}}{\tau_{dov}} = \frac{78,422 \cdot 1000}{200,25} = 391,62 \text{ mm}^3 \quad (19)$$

Kde M_{k_h} ...krouticí moment na hřídeli [Nm]

$$W_{k_1} = \frac{\pi \cdot d_{1\min}^3}{16} \Rightarrow d_{1\min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot W_{k_1}}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 391,62}{\pi}} = 12,59 \text{ mm} \quad (20)$$

Minimální průměr navržené hřídele je 15mm. Kontrola vyhovuje.

Kontrola navrženého pera: 2x PERO 5e7x5x24 ČSN 022562

Základní parametry:

Průměr hřídele: **dm = 17 mm**

Pero: **5x5x24 (t = 2,9, t₁ = 2,1)**

Činná délka pera: **L_{mξ} = 38 mm**

Materiál pera: ocel **11 600** MPa R_m = 590 MPa, dovolený tlak P_{dov} = 120 MPa

Rozměry pera viz. [1] str. 467

Materiál viz [1] str. 54

$$P_p = \frac{Mk_h / d_2 / 2}{t_1 \cdot L_{M\xi}} = \frac{78,42 \cdot 1000 / 17 / 2}{2,1 \cdot 38} = 115,62 \text{ MPa} \leq P_{dov} \quad \text{pevnostní kontrola vyhovuje}$$

(21)

5. Kontrola ložisek

Hlavní hřídele jsou uloženy v ložiskách SKF. Zatěžující síly jednotlivých ložisek jsou převzaty z příloh (E,F). Dále jsou uvedeny kontrolní výpočty vybraných nejvíce namáhaných ložisek. Ostatní výpočty ložisek byly provedeny, ale po dohodě s vedoucím diplomové práce nejsou uvedeny v jejím rozsahu.

5.1 Kontrola ložiska na výstupní hřídeli planetového převodu

Zatěžující síly:

Otáčky hřídele: $n_1 = 784,31 \text{ min}^{-1}$

Axiální síla: $F_a = F_{ax} = 383,66 \text{ N}$

Radiální síla: $F_r = 766,133 \text{ N}$

Výpočet dynamického ekvivalentního zatížení:

Součinitel statického radiálního zatížení: $X = 0,56$ [1]

Součinitel statického axiálního zatížení: $Y = 1$ [1]

$$Pr = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,56 \cdot 766,13 + 1 \cdot 383,66 = 812,69 \text{ N} \quad (22)$$

Kde Pr ...dynamické ekvivalentní zatížení ložiska [N]

F_a ...axiální síla [N]

F_r ...radiální síla [N]

Výpočet dynamické únosnosti ložisek:

$$C = Pr \cdot \sqrt[n]{\frac{Lh \cdot n_1}{16667}} = 812,69 \cdot \sqrt[3]{\frac{3000 \cdot 784,31}{16667}} = 4231,64 \text{ N} = 4,23 \text{ kN} \quad (23)$$

Kde C ...dynamická únosnost ložiska [N]

$Lh...$ životnost ložiska [hod]

$n_1...$ otáčky [min^{-1}]

Koeficienty a výpočet dle [1] str. 503 tab. 4

Použité ložisko SKF 61806

Základní parametry ložiska:

Označení ložiska: **61806**

Dynamická únosnost: **$C = 4,49 \text{ kN}$**

Statická únosnost: **$C_o = 2,9 \text{ kN}$**

Rozměry $d \times D \times b$: **30x42x7**

Hmotnost: **0,027 kg**

Kontrola navrženého ložiska:

$$Lh'_2 = \frac{16667}{n_2} \cdot \left(\frac{C}{Pr} \right)^n = \frac{16667}{784,31} \cdot \left(\frac{4490}{812,69} \right)^3 = 3583,7 \text{ hod} \Rightarrow \text{zvolené ložisko vyhovuje} \quad (24)$$

Kde $Lh'_2...$ životnost ložiska [hod]

5.2 Kontrola ložiska na výstupní hřídeli kuželového soukolí

Zatěžující síly:

Otáčky hřídele: **$n_1 = 358 \text{ min}^{-1}$**

Axiální síla: **$F_a = 766,33 \text{ N}$**

Radiální síla: **$F_r = 281,43 \text{ N}$**

Výpočet dynamického ekvivalentního zatížení:

Součinitel statického radiálního zatížení: $X = 0,56$ [1]

Součinitel statického axiálního zatížení: $Y = 1$ [1]

$$Pr = X \cdot F_r + Y \cdot Fa = 0,56 \cdot 281,43 + 1 \cdot 766,33 = 923,93 \text{ N} \quad (25)$$

Kde Pr ...dynamické ekvivalentní zatížení ložiska [N]

Fa ...axiální síla [N]

Fr ...radiální síla [N]

Výpočet dynamické únosnosti ložisek:

$$C = Pr \cdot \sqrt[n]{\frac{Lh \cdot n_1}{16667}} = 923,93 \cdot \sqrt[3]{\frac{3000 \cdot 383}{16667}} = 3788,4 \text{ N} = 3,78 \text{ kN} \quad (26)$$

Kde C ...dynamická únosnost ložiska [N]

Lh ... životnost ložiska [hod]

n_1 ... otáčky [min^{-1}]

Koeficienty a výpočet dle [1] str. 503 tab. 4

Použité ložisko SKF 6002

Základní parametry ložiska:

Označení ložiska: **6002**

Dynamická únosnost: **$C = 5,85 \text{ kN}$**

Statická únosnost: **$C_0 = 2,85 \text{ kN}$**

Rozměry $d \times D \times b$: **15x32x9**

Hmotnost: **0,03 kg**

Kontrola navrženého ložiska:

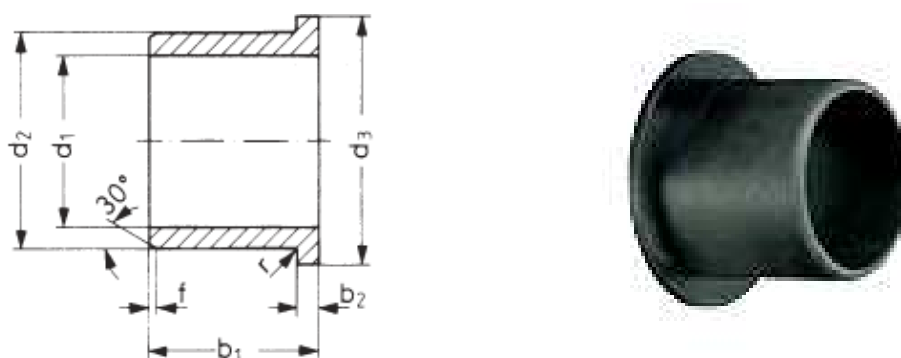
$$Lh'_2 = \frac{16667}{n_2} \cdot \left(\frac{C}{Pr} \right)^n = \frac{16667}{358} \cdot \left(\frac{5850}{923,93} \right)^3 = 11817,47 \text{ hod} \Rightarrow \text{zvolené ložisko vyhovuje} \quad (27)$$

Kde Lh'_2 ... životnost ložiska [hod]

5.3 Výpočet ložiska na satelitu

Použiji ložisko Iglidur QFM - 0810-05

Ložiska Iglidur Q jsou vhodné pro vysoké zatížení. Materiál Iglidur Q je levné řešení pro dlouhodobé nasazení při vysokém až extrémním zatížení. Ložisko vyrobené z tohoto materiálu vyhovuje všem typům pohybů, přednostně se však používá v otáčivých pohybech.



Obr.27. Kluzné ložisko Iglidur QFM- 0810-05

(Rozměry podle normy ISO 3547-1 a speciální rozměry)

Doporučená tolerance pro instalaci:

- Otvor pláště H7
- hřídel h9

$r = \max. 0.5 \text{ mm}$

Výsledek výpočtu pořízeného z oficiálních stránek firmy.

Rozměry:

Typ:	Typ F
Průměr hřídele	$d1 = 8 \text{ mm}$
Nosná šířka	$b1 = 5,5 \text{ mm}$
Tloušťka příruby	$b2 = 1 \text{ mm}$

Zatížení:

Maximální zatížení ložiska	$F = 316,51 \text{ N}$
Průměrná plocha tlak	$X = 8.792 \text{ N} / \text{mm}^2$
Typ pohybu:	Otáčení

Rychlost:

Počet otáček	$n = 1750 \text{ ot.} / \text{min}$
Rychlost otáčení	$v = 0.733 \text{ m} / \text{s}$

Teplota:

Maximální teplota okolí	$= 40^\circ \text{C}$
Max. Teplota	$= 60^\circ \text{C}$
Minimální teplota	$= 0^\circ \text{C}$

Kluzná plocha:

Materiál kola:	X 90 CrMoV 18 / 1,4112
Drsnost povrchu	$R_a = 0,2 \mu\text{m}$
Tepelná vodivost	$= 48 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}$

Uložení:

Materiál pouzdra:	Ocel
Tepelná vodivost	$= 48 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}$

Limity opotřebení:

Opotřebení	$= \text{max. } 0,25 \text{ mm}$
------------	----------------------------------

Celkový výsledek :**Test skutečné posuvné rychlosti**

Použitý typ pohybu otáčivý.

Otáčky / rychlost: $0.733 \text{ m} / \text{s}$.

Maximální přípustné otáčky při trvalém provozu: $1,2 \text{ m} / \text{s}$.

Materiál je vhodný pro použití při stanovené rychlosti a otáčkách.

Test maximálního dovoleného plošného zatížení

Výchozí propočtené zatížení: 8.792 N / mm^2 .

Povolené zatížení při dané teplotě: 88 N / mm^2 .

Materiál je vhodný pro použití při stanoveném plošném zatížení.

Test teploty vyskytující se v reálných provozních podmínkách

Okolní teplota během provozu je 40°C .

Nejvyšší přípustná teplota pro aplikaci je 60°C .

Minimální teplota pro aplikaci je 0°C .

Maximální teplota přípustná pro materiál je 135°C .

Minimální teplota přípustná pro materiál je -40°C .

Materiál může odolávat teplotě až 155°C .

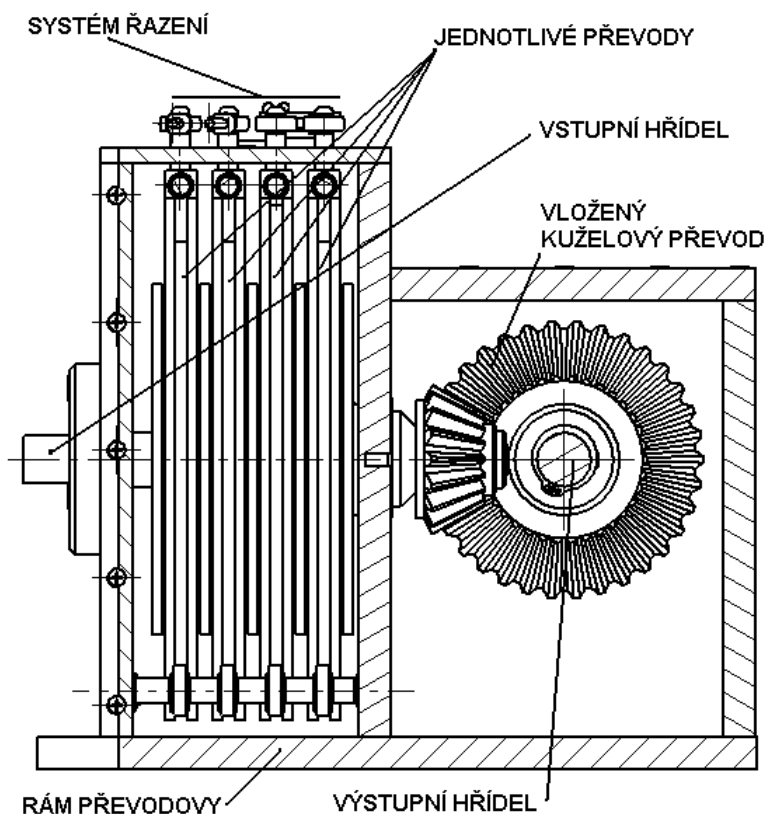
Materiál je vhodný pro použití v předepsané teplotě. Odolává také vlivu motorových olejů a je vhodný pro použití v daných podmínkách.

6. Technické podmínky pro provoz navržené převodovky

Navržená převodovka má sloužit k pohonu Rc modelu. Byla navržena pro model tanku Tiger v měřítku 1/6, v případě že rozměry vany jiných modelů tanků budou podobné nebo stejné jako u modelu tanku Tiger, pak po drobných úpravách možno tuto převodovku montovat do kteréhokoliv z nich. Vzhledem k velikosti navržené převodovky použití v modelech menšího měřítka není možné. Výstupní hřídel z převodovky bude spojena s hřídelí hnacího (řetězového) kola přímo pomocí řetězového převodu.

Technické údaje navržené převodovky:

Výstupní výkon z převodovky:	$P_V = 2,646 \text{ kW}$
Výstupní kroutící moment	$M_{k_V} = 13,59 \text{ Nm} - 36,53 \text{ Nm}$
Výstupní otáčky	$n_V = 392,2 \text{ ot/min} - 1053,8 \text{ ot/min}$
Přibližná hmotnost převodovky s olejovou náplní	7,6Kg
Výstupní hřídel z převodovky	$\varnothing 15 \text{ mm}$
Vstupní hřídel převodovky	$\varnothing 15 \text{ mm}$
Celkové převodové poměry:	$i_1 = 20,40 [1]$ $i_2 = 10,84 [1]$ $i_3 = 7,58 [1]$ $i_R = 17,16 [1]$



Obr. 28 Popis jednotlivých částí převodovky

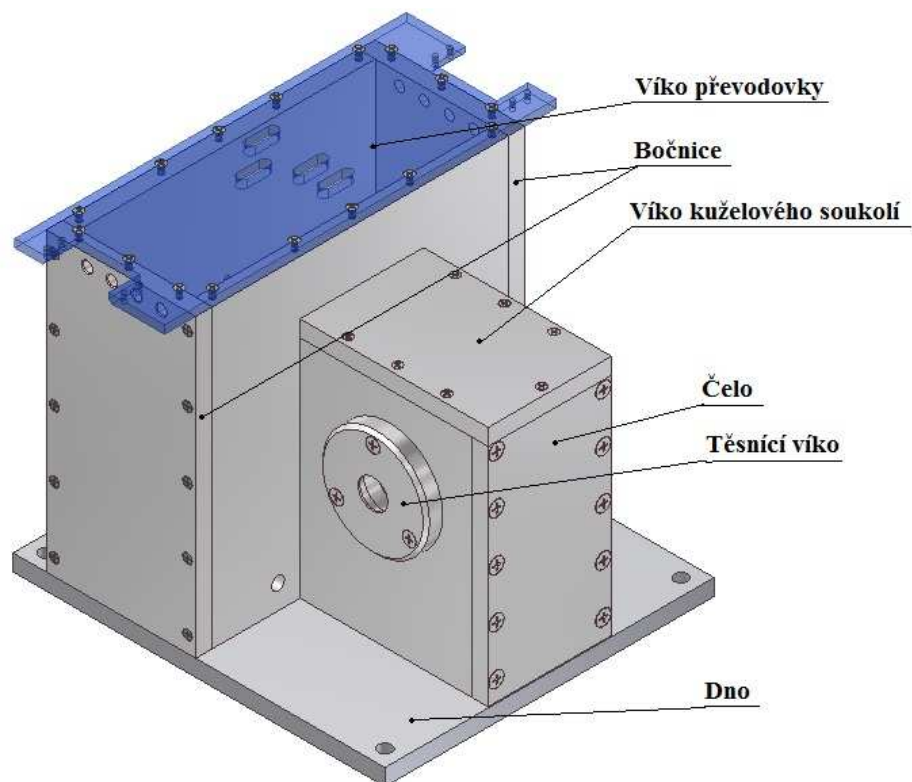
6.1 Popis jednotlivých částí navržené převodovky

Navržená převodovka je řešena jako třístupňová. Motor je umístěn kolmo k výstupní hřídeli. Jednotlivé stupně jsou řešeny jako planetové, změna uložení výstupního hřídele byla řešena vloženým kuželovým převodem o převodovém poměru $i = 2$ [1].

Skříň převodovky:

Z důvodu snížení hmotnosti jsem volil všechny díly skříně převodovky duralové. Skříň je složena duralových bočnic o tloušťce 10 mm. Víko převodovky je vyrobeno z organického skla (plexisklo), to nám umožní pohled dovnitř. Jednotlivé díly skříně převodovky jsou sešroubovány šrouby *M3x16 ISO 7046*. Všechny stykové plochy převodovky nutno před utažením šroubů těsnit dvousložkovým lepidlem, které odolává působení olejů. Víko převodovky bude těsněno pomocí papírového těsnění a silikonu.

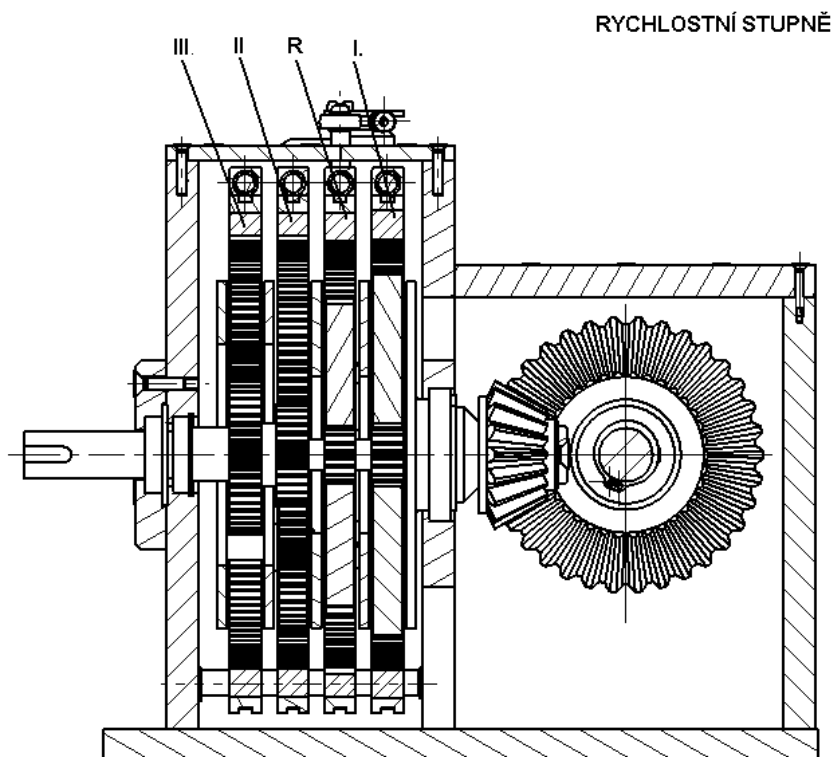
Převodovka je pak uzavřena třemi duralovými víky které jsou k rámu převodovky přišroubovány šrouby $M4 \times 16$ ISO 7046.



Obr. 29 Obrázek smontované skříně

Převody:

Převodovka byla navržena jako planetová. Jednotlivé převody byly zkonstruovány tak, aby byly co nejvíce sníženy náklady na výrobu. Jednotlivé stupně převodovky budou řazeny za pomoci soustavy brzd korunových kol. Korunová kola jsou soustavou ložisek uložena v duralovém rámu převodovky. Rozdělení jednotlivých stupňů převodovky viz Obr. 30.



Obr. 30 Rozdělení rychlostních stupňů

Ovládaní převodovky, umístění ovládacích prvků, řazení jednotlivých stupňů:

Přeřazení jednotlivých stupňů převodovky bude realizováno pomocí soustavy brzd korunových kol. Hlavní brzdny moment nám vytvoří soustava dvou serv typu Turnigy HV- 300. Každé servo ovládá vždy dvě korunová kola. Výhodou tohoto systému je přeřazování jednotlivých stupňů převodovky pod zatížením. Konstrukce brzd byla řešena vzhledem ke snížení nákladu na výrobu a údržbu velmi jednoduše.

Servo Turnigy HV-300 hlavní parametry:



Obr. 31 Turnigy HV-300 Digital HV-3S Servo 38.40kg/ .130sec / 79g

Servo Turnigy HV - 300 s Titanovými převody a digitálním příjmem signálu je jedno z nejlepších a nejsilnějších serv dovážených na náš trh.

Specifikace:

Pracovní frekvence: 1520 μ s / 333hz

Provozní napětí: 8,4 ~ 12,0 V DC voltů

Provozní teplota: -10 až + 60 C °

Provozní rychlost (12): 0,130 sec/60 ° stupňů bez zátěže

Maximální moment (8.4V): 26,90 kg.cm

Maximální moment (12V): 38,40 kg.cm

Ložiska typu: Dual Kuličková ložiska

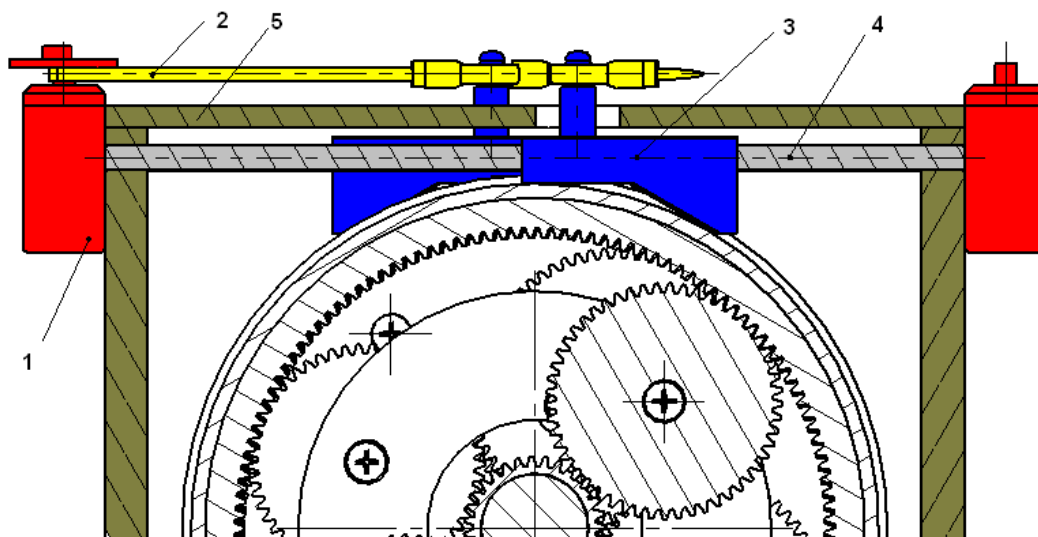
Typ převodu: titan Ozubená kola

Konektor drátu Délka: 15.0 cm (5,9 V)

Rozměry: 40X20X45 mm

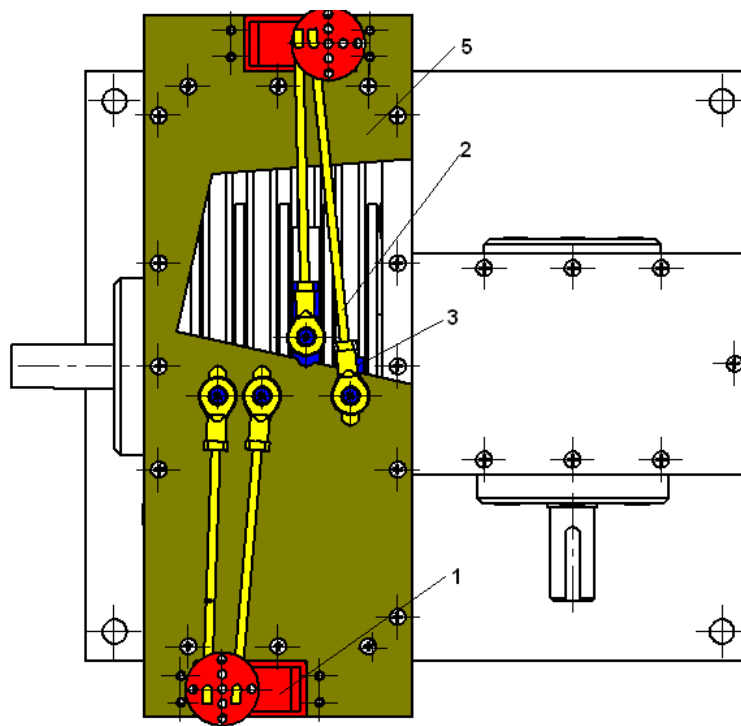
Hmotnost: 78,5 g

Popis brzdícího systému:



Obr .32 Řez brzdícím systémem

1 – servo Turnigy HV- 300, 2 – táhla brzd, 3 – brzdící element, 4 – hřídel , 5 – víko převodovky

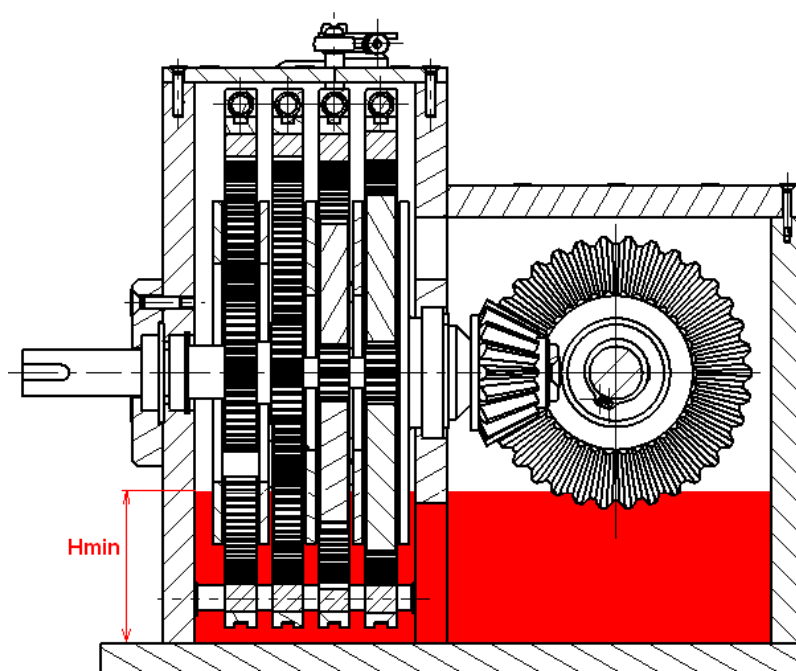


Obr 33. Horní pohled na systém brzd

1 – servo Turnigy HV- 300, 2 – táhla brzd, 3 – brzdící element, 4 – hřídel, 5 – víko převodovky

6.2 Mazací plán navržené planetové převodovky

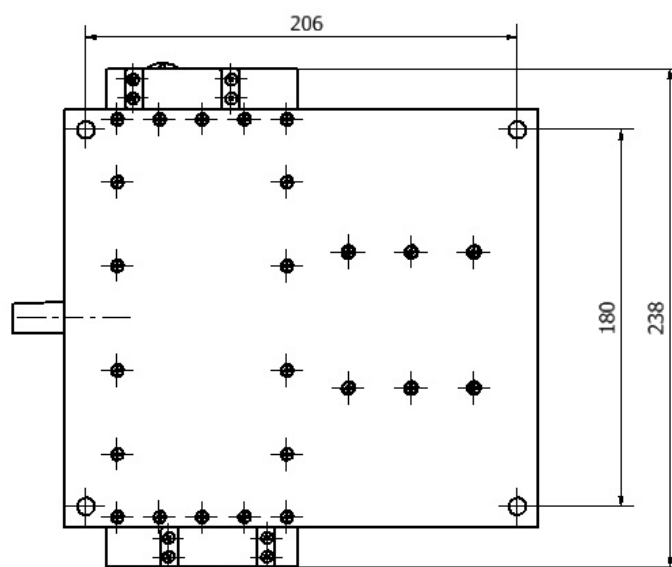
Mazání všech částí planetové převodovky bude prováděno broděním ozubených kol v oleji. Výška hladiny oleje musí být dostačující. Korunová kola planetových převodů musí být ponořena v oleji i při průjezdu modelu různými nerovnostmi. Minimální výšku hladiny oleje proto volím $H_{min} = 50 \text{ mm}$. Plnění oleje provádíme přes víko převodovky. Volím druh mazacího oleje *PP-90* množství cca 1 l. Mazací plán viz Obr. 34.



Obr. 34 Mazací plán navržené převodovky

6.3 Montážní plán:

Převodovka bude ve vaně tanku přišroubovaná pomocí 4 šroubů M5x25 ISO 4017-8.8 Rozměrový náčrt viz Obr.35.



Obr.35 Náčrt připojovacích rozměrů.

7. Závěr

V této práci jsem navrhl planetovou převodovku s kuželovým výstupem pro model tanku Tiger v měřítku 1:6, který bude poháněn spalovacím motorem o objemu 30-50ccm. Převodovka se skládá ze tří stupňů planetové převodovky pro pohon vpřed, a jednoho stupně vzad jenž je realizován pomocí vloženého satelitu. Dále je přenos realizován pomocí kuželového soukolí pro snížení otáček a změnu směru osy výstupu. Rám převodovky se skládá ze čtyř bočnic, přední a zadní desky, čela, dvou vík a dna. Všechny díly převodovky jsou při montáži lepeny dvousložkovým lepidlem, díly rámu lepeny těsnícím tmelem a víka těsněny papírovým těsněním a silikonem. Na víku planetového převodu jsou umístěna ovládací serva.

Mnou navržená převodovka by se měla v následujících měsících vyrábět. Výrobce hodnotil při konzultaci velmi kladně jednoduchost navrhovaného řešení a jelikož bude také uživatelem této převodovky, přihlížel také k možnosti řazení při pohybu modelu což neumožňuje žádná z momentálně vyráběných převodovek pro modelářské použití.

Jelikož se jedná o prototyp počítám s možností úprav kterékoli součásti. Vyrobením a odzkoušením prvního kusu si ověřím správnosti mnou navrhovaného řešení a při výrobě dalších převodovek hodlám zdokonalit stávající řešení.

8. Seznam použitých zdrojů

8.1.Literaaura

- [1] JAN LEINVEBER. – PAVEL VÁVRA.: *Strojnické tabulky*, Albara, Český Těšín 2003, ISBN 80-84490-74-2, s.865
- [2] VÁVRA A KOL.: *Strojnické tabulky pro SPŠ strojnické*. SNTL 1983, s.647. Zn.: 014-218-83.
- [3] MILOŠ NĚMČEK.:*Řešené příklady z částí a mechanismů strojů –Spoje*, VŠB – Technická univerzita Ostrava, Ostrava 2002, ISBN 80-248-0050-0, s. 111
- [4] FRANTIŠEK BOHÁČEK A KOL.: *Části a mechanismy strojů III Převody*, Vysoké učení technické Brno, 1987, Zn.:55 – 618 –87, s.267
- [5] KOPÁČEK, J.: *Pohony a převody*. Ostrava 1992, s.168. ISBN 80-7078-137-8.
- [6] KVĚTOSLAV KALÁB.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře - Části spojovací*, VŠB – Technická univerzita Ostrava, Ostrava 2002, ISBN 978-80-248-1290-8, s. 91

8.2.Internetové odkazy

- [7] LAMKA, F. *RC KLUB MODELŮ POZEMNÍ VOJENSKÉ TECHNIKY* [online]. 2005 [cit. 2009-11-08]. ČUŘIL TEAM. Dostupné z WWW: <<http://www.rc-tanky.com>>.
- [8] ELIÁŠ, J. *P A E TELIS* [online]. 2000 [cit. 2009-10-15]. P A E TELISTANK. Dostupné z WWW: <<http://www.telistank.com/shop/index.php>>.
- [9] ARMORTEK LIMITED[online]. 2005 [cit. 2009-10-15]. ARMORTEK Dostupné z WWW: <<http://www.armortek.co.uk/forum/viewforum.php?f=6&topicdays=0&start=50>>

- [10] ALAN HAMBY [online]. 2003 [cit. 2009-10-15]. PANTZER KAMPFWAGEN VI. THE LEGENDARY TIGER Dostupné z WWW: <<http://www.alanhamby.com/factory1.shtml>>
- [11] STURMEY-ARCHER EUROPA NV [online]. 1999 [cit. 2009-11-05]. STURMEY ARCHER Dostupné z WWW: <<http://www.sturmey-archer.com/>>
- [12] CERJAK, I. [online]. 2005 [cit. 2010-01-05]. RC TRANSSMISSION Dostupné z WWW: <http://members.tele2.nl/s_weggeman/>
- [13] PETR VÁŇA [online]. 1999 [cit. 2010-01-05]. ŠKODA TECHWEB Dostupné z WWW: <<http://skoda.panda.cz/>>
- [14] ROHLOFF AG [online]. 1999 [cit. 2010-01-05]. ROHLOFF Dostupné z WWW: <<http://www.rohloff.cz/>>
- [15] IGUS [online]. 1999 [cit. 2010-01-05]. IGUS PLASTICS FOR LONGER LIFE Dostupné z WWW: < <http://www.igus.cz/default.asp> >

9. Seznam příloh

Příloha A, *Výpočet planetového převodu 1. Stupeň*

Příloha B, *Výpočet planetového převodu 2. Stupeň*

Příloha C, *Výpočet planetového převodu 3. Stupeň*

Příloha D, *Kontrolní výpočty pastorkové hřídele*

Příloha E, *Kontrolní výpočty výstupní hřídele planetového převodu*

Příloha F, *Kontrolní výpočty výstupní hřídele*

Příloha G, *Kontrolní výpočet kuželového soukolí*

Příloha H, *Výkres sestavení převodovky č.TIGER-S01*

Příloha I, *Výrobní výkres výstupní hřídele hřídele č.TIGER-D01*

Příloha J, *Výrobní výkres levé bočnice č.TIGER-D02*

Příloha K, *Výrobní výkres těsnícího víka 1 č.TIGER-D03*

Příloha L, *Výrobní výkres brzdy č.TIGER-D04*

Příloha M, *Výrobní výkres těsnícího víka 2 č.TIGER-D05*